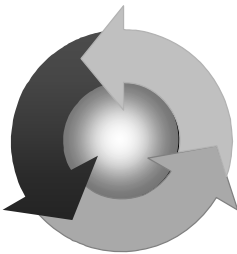


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины

ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 30

Одесса
2012

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 30. – Одесса: ОНМА, 2012. – 214 с.

Сборник посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств. Сборник входит в перечень изданий, одобренных ВАК Украины по разделу технические науки.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ; д.т.н., проф. Л.В. Вишневский, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Н. Захарченко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.И. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миусов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, Дунайская комиссия по развитию судоходства; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА; С.Н. Шакун.

Адрес редакционной коллегии: 65029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская национальная морская академия (ОНМА), кафедра СЭУ.
Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.
e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 4 от 29.11.2012.

Содержание

<i>Половинка Э. М., Ткач Ю.И.</i> Гидродинамические характеристики двухфазных сред в системах впрыскивания дизелей	5
<i>Старостин С.Н., Осташко Е.А., Леонов В.В.</i> Сепарация льяльных вод на основе процесса искусственной суперкавитации	11
<i>Колегаев М.А., Зуев С.В., Малахов А.В., Маслов И.З., Бендеберя Ф.А.</i> Конструктивные особенности судовой системы, использующей импульсные скачки давления	28
<i>Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Головань А.И., Карьянский С.А.</i> Спектральный анализ виброакустических сигналов судового дизеля с турбонаддувом	38
<i>Чимшир В.И., Лихогляд К.А., Данилян А.Г.</i> Современная технология заморозки и перевозки скоропортящихся грузов в рефконтейнерах	47
<i>Кисарова А.И.</i> Моделирование функционирования МОД в рамках ограничительных характеристик	58
<i>Завьялов А.А., Небеснов В.В.</i> Режимы работы пропульсивной установки судна в условиях ограниченного фарватера	70
<i>Лалетин Е.Л.</i> Прогнозирование потока отказов судовых главных малооборотных дизелей	75
<i>Захарова З.Д.</i> Изгиб по цилиндрической поверхности свободно опертой трехслойной пластины	80
<i>Миусов М.В., Ланчуковский В.И.</i> Системы управления современным главным двигателем	84
<i>Никольский В.В., Оженко Е.М., Лысенко В.Е., Никольский М.В.</i> Оценка возможности применения пьезогенератора в составе судового дизеля	92
<i>Гарагуля Б.А.</i> Расходные характеристики каналов последних ступеней турбины	98
<i>Богач В.М.</i> Развитие теоретических методов расчета гидродинамики истечения масла в цилиндры судовых дизелей	106
<i>Тарапата В.В.</i> Пути повышения информативности ускоренных испытаний трибоповерхностей средств транспорта при ремонте	116
<i>Баширов Р.Д., Ахундов М.Б., Мустафаева Е.М.</i> Конструкционное торможение трещины конструкций судовых энергетических установок с учетом процесса повреждаемости и агрессивности содержимого продукта	124
<i>Аболешкин С.Е.</i> Показатели технического уровня судовой энергетической установки	138
<i>Козицький С.В., Кіріян С.В.</i> Підвищення експлуатаційної надійності демпферів крутильних коливань судових дизелів	146

<i>Абрамов В.А.</i> Усовершенствование технологии стабилизационной обработки кислотных промывочных вод из систем инертных газов танкеров, перед их удалением за борт	153
<i>Пичурин Н.Б., Ханмамедов С.А.</i> Коэффициент карнотизации рабочих циклов судовых дизелей как показатель их технического состояния	175
<i>Ерыганов А.В.</i> Принципы мониторинга смещения вала дизеля	177
<i>Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В.</i> использование топливных присадок в судовых дизелях.....	180
<i>Мацкевич Д.В.</i> Влияние интенсивности долива масла в циркуляционную систему на его эксплуатационные и реологические характеристики	187
<i>Голиков В.В., Обертюр К.Л., Сафин И.В.</i> Сценарное исследование деятельности операторов морской транспортной системы на принципах гарантированной безопасности в чрезвычайных ситуациях ...	194
Рефераты.....	204
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	213

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Ткач Ю.И.
ОНМА

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХФАЗНЫХ СРЕД В СИСТЕМАХ ВПРЫСКИВАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ

В топливных системах (ТС) дизелей часто наблюдается наличие газовой фазы [1] как на линии низкого давления (ЛНД), так и на линии высокого давления (ЛВД), это объясняется наличием растворенного воздуха в топливе, а также вскипанием паров топлива при определенных условиях, то есть в топливной системе в ряде режимов присутствует газожидкостная смесь. Процесс топливоподачи являются волновым, а распространение волн в газожидкостной смеси имеет ряд особенностей.

Интересная особенность пузырьковых сред — малая скорость звука и ее зависимость от частоты генерируемых колебаний. В связи с небольшой объемной долей газовой фазы средняя плотность среды ρ_T высока и мало отличается от плотности жидкости, но сжимаемость среды α_{cp} значительно больше, чем чистой жидкости. Так как скорость звука в среде

$$a = 1 / \sqrt{\alpha_{cp} \rho_T},$$

то ввиду высокой плотности и большой сжимаемости среды величина a при небольших давлениях может быть значительно меньше скорости звука не только в топливе, но и в газе.

Газожидкостные смеси иногда в механике называют суспензиями. Для их рассмотрения принимаются некоторые допущения [2, 3]:

- размеры включений в смеси во много раз больше молекулярно-кинетических (содержат большое количество молекул, так, пузырек газа диаметром 1 мм при давлении $p = 89$ кПа и температуре $T = 293$ К содержит 10^{16} молекул);
- размеры указанных неоднородностей во много раз меньше расстояний, на которых осредненные или макроскопические параметры смеси или фаз меняются существенно. Таким образом, размеры неоднородностей во много раз меньше длин распространяющихся в смесях волн, длин и диаметров каналов и т.д.

Среда, в которой скорость распространения возмущений зависит от частоты осцилляции, называется диспергирующей; такими свой-

ствами обладает пузырьковая среда. Это объясняется упругими пульсациями пузырьков и связанным с ними мелкомасштабным движением присоединенной жидкости. Зависимости фазовых скоростей звука без учета $a(\omega)$ и с учетом $a_\mu(\omega)$ диссипации от частоты генерируемых колебаний для монодисперсной пузырьковой среды приведены на рис. 1 [1]. Скорость a_f соответствует фазовой скорости $a(\omega)$ при $\omega \rightarrow \infty$ и называется замороженной скоростью звука, а a_e соответствует $a(\omega)$ при $\omega = 0$ и называется равновесной скоростью звука. Скорость a_f практически совпадает со скоростью звука в чистой жидкости. Значения a_f и a_e не зависят от диссипации [3].

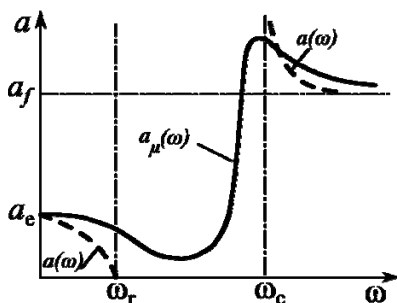


Рис. 1. Характер зависимостей фазовой скорости синусоидальных вынужденных колебаний $a(\omega)$ от циклической частоты ω : штриховая линия — при отсутствии диссипации; сплошная — с учетом диссипации.

Если нет диссипации, то при приближении ω к резонансной частоте ω_r собственных колебаний пузырьков фазовая скорость уменьшается до нуля. В диапазоне частот $\omega_r \leq \omega \leq \omega_c$, который иногда называют диапазоном «непрозрачности» из-за больших значений декремента затухания, формально фазовая скорость a и длина волны l равны бесконечности. При критической частоте $\omega = \omega_c$ пузырьки схлопываются и функция терпит разрыв. Таким образом, при отсутствии диссипации дисперсионные кривые имеют три участка: низкочастотный ($\omega < \omega_r$), «полоса непрозрачности» ($\omega_r \leq \omega \leq \omega_c$) и высокочастотный ($\omega > \omega_c$).

Наличие диссипативных процессов обуславливает сглаживание зависимости $a_\mu(\omega)$ — на всех трех участках функция непрерывна. Еще более сглаживается эта зависимость в полидисперсной пузырьковой жидкости. Тем не менее, характер зависимости не меняется: в области низких частот скорость звука близка к равновесной a_e , а в области высоких частот — к заторможенной скорости звука a_f .

В газожидкостной среде из-за радиальных пульсаций пузырьков характерными являются ударные волны с осцилляционной структурой, сильно зависящей от процессов тепло- и массообмена, а также дробления пузырьков. Частота и интенсивность осцилляций давления определяется соотношением между параметрами среды и интенсивностью ударной волны [2, 3].

Так, с увеличением интенсивности ударной волны (рис. 2) частота и амплитуда осцилляций увеличивается. Скорость затухания уменьшается с увеличением начального давления среды и интенсивности ударной волны.

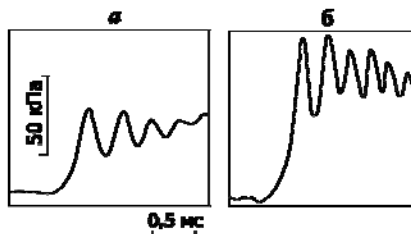


Рис. 2. Профили давления ударных волн при различной интенсивности и неизменных параметрах среды: рабочий газ — воздух, радиус пузырьков $R = 0,37$ мм, газосодержание $\varphi_0 = 0,99 \cdot 10^{-2}$, $\delta p/p_0 = 0,37$ (а) и $0,8$ (б)

На рис. 3 показаны характерные осциллограммы профилей давления ударных волн при неизменной интенсивности в зависимости от радиуса пузырьков воздуха $R_0 = 0,69$ мм (а), $0,48$ мм (б), и $0,1$ мм (в). Как видно, с уменьшением радиуса пузырьков частота осцилляции за передним фронтом увеличивается, а их амплитуда уменьшается.

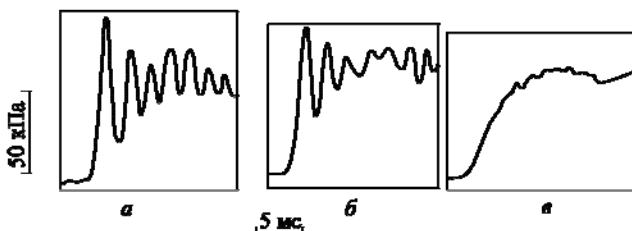


Рис. 3. Характерные профили ударных волн для пузырьков воздуха: $p_0 = 0,1$ МПа, $\varphi_0 = 0,78 \cdot 10^{-2}$

На сегодняшний день наиболее распространенная разделенная система топливоподачи, которую называем традиционной.

Экспериментальные и расчетные исследования многих топливных систем показали, что во всех ТС с объемной разгрузкой на большинстве рабочих режимов топливо постоянно находится в двухфазном состоянии.

Очевидно, что наиболее интересны и важны режимы, в которых газовая среда сохраняется до начала следующего впрыскивания, так как в этих случаях она оказывает на него существенное влияние.

На рис. 4. показаны [1] состояния двухфазной среды в топливопроводе высокого давления дизеля 6Ч 13/14 на режиме с наибольшим перерезрежением в ЛВД ($V_{ц} = 55 \text{ мм}^3$; $n = 500 \text{ об/мин}$) при различных углах поворота вала насоса. Перед впрыскиванием пузырьки равномерно распределены по объему трубопровода. При $p_0 < 0,1 \text{ МПа}$, пузырьки не имеют строго шарообразной формы. Однако при небольшом повышении давления наблюдается характерная для полидисперсной среды гладкая функция распределения пузырьков по размерам. На фотографии через $3,0^\circ$ после начала повышения давления зафиксированы пузырьки небольшого диаметра. При дальнейшем повышении давления пузырьки визуально не просматриваются. Затем в результате снижения давления они вновь появляются (угол поворота вала насоса $\varphi = 7,5^\circ$). Характерно, что в период понижения давления при его колебании в конечной фазе цикла ($\varphi = 7,5^\circ$, $\varphi = 9,5^\circ$) регистрируется наибольшее количество газовой фазы. Структура среды стабилизируется примерно через $30...40^\circ$ после основного импульса давления.

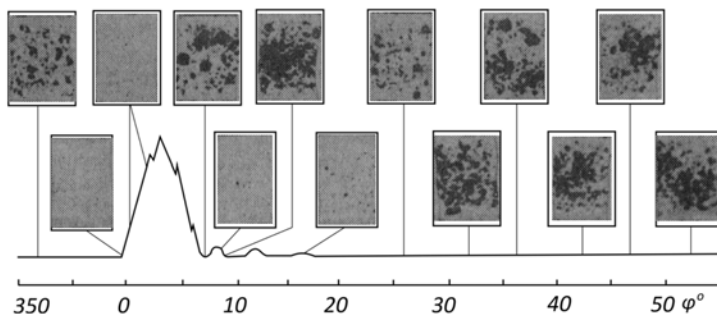


Рис. 4. Синхронизированные фотографии газовой фазы в топливопроводе у насоса ТС дизеля 6Ч 13/14

В период между впрыскиваниями газовая среда в основном равномерно распределяется по ЛВД, причем в начале топливопровода пузырьки имеют несколько большие размеры, чем в конце.

Интересная особенность гидродинамических процессов в топливных системах при двухфазном состоянии топлива: остаточное давление не уменьшается ниже $p_0 = 0,05$ МПа, как бы ни была велика перегрузка ЛВД. Такое значение p_0 обуславливается явлением кавитационного выделения воздуха в условиях вибрации и возмущенного состояния топлива, характерного для работы ТС. В отдельных местах системы может наблюдаться паровая кавитация, при которой давление падает до давления насыщенных паров; это наблюдается, когда быстротечность образования вакуума практически исключает выделение воздуха из топлива.

Газовая среда в ЛВД оказывает существенное влияние на впрыскивание топлива. В традиционных системах топливоподачи в связи с тем, что часть активного хода затрачивается на заполнение остаточных свободных объемов, цикловая подача уменьшается. Например, на режиме минимальной частоты вращения холостого хода дизеля 6Ч 13/14 цикловая подача ввиду наличия свободных объемов становится меньше в три раза. Одновременно со снижением цикловой подачи наличие газовой фазы в ЛВД приводит к изменению угла опережения впрыскивания топлива.

Природа образования двухфазного состояния топлива предполагает нестабильную от цикла к циклу среду как в ЛНД так и в ЛВД. Однако экспериментальное исследование показало отсутствие заметной корреляции между наличием остаточных свободных объемов и межцикловой нестабильностью впрыскивания топлива.

Для изучения гидродинамических процессов в ТС наибольший интерес представляет скорость распространения низкочастотных колебаний. Как отмечалось ранее, при давлениях близких к атмосферному скорость звука в пузырьковой среде на порядок меньше, чем в жидкости. Но с увеличением давления объемная доля газовой среды уменьшается, а скорость звука увеличивается. Такое явление приводит к образованию ударной волны в газожидкостной смеси. Рассмотрим механизм подробнее. Первая волна идет по слабо сжатой среде с малой скоростью, вторая — по сжатой среде с существенно большей скоростью и догоняет первую. Обогнать первую волну вторая не может, так как ей пришлось бы распространяться по слабо сжатой среде, и фронт импульса становится круче. Затем на фронт возмущения приходят последующие волны — вертикальный участок профиля увеличивается, образуя поверхность сильного разрыва не только давления, но также плотности и скорости среды.

Влияние ударных волн на топливоподачу неоднозначно. Зависимости изменения давления у форсунки p_f и в начале топливопровода p_n от угла φ поворота вала насоса на режиме $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ и $V_{ц} = 74 \text{ мм}^3$ топливного насоса дизеля 8ЧН 14/14 даны на рис. 5. Кривая давления p_f топлива у форсунки показывает, насколько ударные волны усиливают пиковые значения давления, не используемые эффективно в итоге для увеличения среднего давления впрыскивания, так как за каждым пиком идет резкое понижение давления.

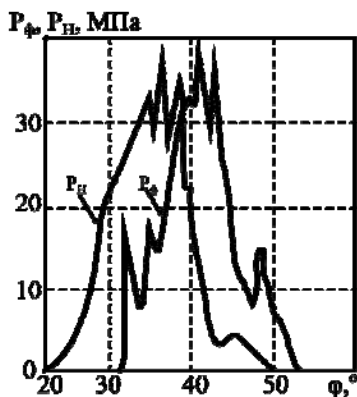


Рис. 5. Экспериментальные зависимости изменения давления p_f и p_n в топливопроводе от угла поворота φ вала насоса ТС дизеля 8ЧН14/14

Таким образом, поведение газожидкостной смеси с ТС дизелей изучено не достаточно. Волновые процессы в ЛВД сильно зависят от давления, так как с изменением давления среды объемное газосодержание и диаметр пузырьков изменяются. Исследования по применению газожидкостной эмульсии в аккумуляторных системах топливоподачи не проводились. То есть газотопливная эмульсия является перспективной областью исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусков и др. – М.: Машиностроение. 1990. – 288 с.
2. Кутателадзе С.С. Тепломасообмен и волны в газожидкостных системах. / С.С. Кутателадзе, В.Е. Накоряков – Новосибирск: Наука, 1984. – 301 с.
3. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. II. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 360 с.

УДК 629.123

Старостин С.Н., Осташко Е.А., Леонов В.В.
ОНМУ

СЕПАРАЦИЯ ЛЬЯЛЬНЫХ ВОД НА ОСНОВЕ ПРОЦЕССА ИСКУССТВЕННОЙ СУПЕРКАВИТАЦИИ

Рассматривая современный флот, можно констатировать, что вне зависимости от типа, конструкции и технического состояния судна при его эксплуатации всегда будут накапливаться судовые льяльные воды — многофазная смесь воды с продуктами нефтехимии. Проблема сепарации таких судовых льяльных вод реализуется различными методами, но при этом ни один из них не может решить самой главной проблемы — очистить воду до нормативных требований и получить при этом высококонцентрированную смесь нефтепродуктов. Эти продукты представляют большой интерес с экономической точки зрения, поскольку в дальнейшем могут использоваться в качестве источника вторичных энергетических ресурсов судна.

Общие принципы функционирования технологических схем, предназначенных для сепарации судовых льяльных вод, напрямую определяются рабочими процессами, применяемыми для разделения их на составные компоненты. Принципиально, в условиях эксплуатации судна, можно выделить три основных направления очистки: физическое, химическое и биологическое. В большинстве случаев их используют в комбинации друг с другом.

В основе физического направления лежит использование массовых и реже поверхностных сил. К массовым силам в этом случае относят силы инерции, тяжести, всплывания и т.д.

Реализация химических процессов при сепарации судовых льяльных вод базируется на использовании различных реагентов в комбинации с электрохимическим окислением обрабатываемого потока.

Биологическое направление сепарации судовых льяльных вод подразумевает использование микроорганизмов, обеспечивающих в процессе своей жизнедеятельности уничтожение компонент продуктов нефтехимии.

В ходе исследований была разработана общая структурная классификация существующих методов сепарации судовых льяльных вод. Она показана на рис. 1 в виде схемы, на которой видно, что все судовые технологические схемы обработки базируются на двенадцати отличающихся между собой технологиях. Проведенный анализ их

рабочих показателей указывает на то, что в практике эксплуатации судов наибольшее распространение получили сепараторы, работающие по принципу центробежного разделения потока. Пример технологической схемы такого сепаратора приведен на рис. 2.

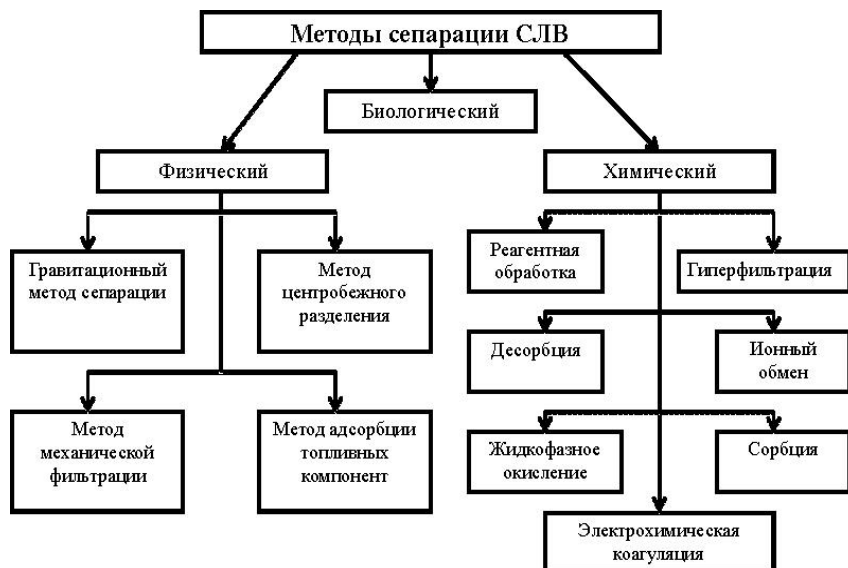


Рис. 1. Методы сепарации судовых льяльных вод

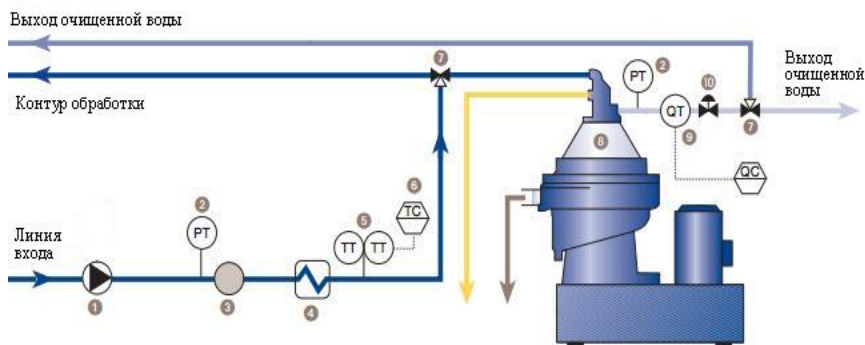


Рис. 2. Схема обработки судовых льяльных вод высокоскоростным центробежным сепаратором Alfa Laval BWPX 307: 1 – питательный насос; 2 – датчики давления; 3 – фильтр; 4 – подогреватель; 5 – датчики температуры; 6 – регулятор температуры; 7 – трехходовые клапаны; 8 – сепаратор; 9 – измеритель концентрации примеси; 10 – регулятор давления

Единственным конструктивным недостатком судовых центробежных сепараторов является ограниченность их производительности, т.е. невозможность перерабатывать большие объемы судовых льяльных вод за короткие промежутки времени. В основном, подобное ограничение вызвано длиной пути, который должны преодолеть частицы нефтесодержащих примесей до попадания на свободную поверхность воды или налипания на контактную поверхность сепаратора.

При работе практически всех технологических схем очистки судовых льяльных вод, и в частности в методе центробежной сепарации, всегда используется предварительная фильтрация обрабатываемого потока. Она базируется на физическом методе очистки и в ее основе лежит использование напорной или безнапорной фильтрации. Основные показатели такой предварительной очистки сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Характеристики фильтрации судовых льяльных вод

Вид фильтра	Номинальное давление, МПа	Наполнение	Скорость и время фильтрации	Степень очистки, мг/л
Напорный вертикальный или горизонтальный резервуар	0,6	Столб высотой в 1 м из кварцевого песка, дробленного антрацита, керамзит, керамическая крошка, шлаки и т.д.	5-12 м/ч, от 12 до 48 ч.	10-20
Безнапорный открытый резервуар	0,1	Столб высотой 1-1,2 м из кварцевого песка и 0,15-0,2 м из гравия или щебня	5-7 м/ч, от 12 до 72 ч.	20-30

В основе как напорной, так и безнапорной фильтрации лежит неизбирательный обратимый процесс, базирующийся на использовании сил Ван-дер-Ваальса, т.е. сил межмолекулярного взаимодействия между молекулами фильтрующего материала и молекулами компонент судовых льяльных вод.

Вторым часто используемым способом обработки многофазных потоков, который при этом наиболее близок к выполняемым иссле-

дованиям, является ультразвуковая кавитация. Этот метод универсален, и в этом случае так называемые ультразвуковые реакторы применяют для осуществления следующих технологических процессов: диспергирования, гомогенизации, смешивания, приготовления стойких эмульсий, дезинтеграции и деагломерации. Конечным результатом большинства таких процессов является фактически измельчение “вредной” фракции с последующей технологической переработкой полученной однородной многокомпонентной смеси (эмульсии).

Принцип работы ультразвукового реактора основан на возбуждении ультразвуковой кавитации в тонком слое обрабатываемого многофазного потока при его прохождении через реактор. В реакторе устанавливается излучатель, за счет колебаний которого в диапазоне ультразвуковых частот в обрабатываемом потоке начинаются физические процессы сжатия и растяжения. Они вызывают по отношению к постоянному гидростатическому давлению в потоке дополнительные колебания давления. Возникающая разность давлений напрямую определяется величиной звукового давления излучателя, и именно она является генерирующим источником возникающей в последующем кавитационной полости.

Пример ультразвукового кавитационного реактора, выпускаемого ТНЦ “Техносоник”, Россия, предназначенного для диспергирования двух жидкостей показан на рис. 3. На первой схеме (рис. 3-а) подвод основного обрабатываемого потока осуществляется через нижний патрубок 1, а дополнительного (для создания эмульсии) — через патрубок 2. Они расположены ниже излучателя ультразвука 3. В его нижней части создается кавитационная зона. Готовая эмульсия отводится из верхней части реактора по патрубку 4. Такая конструктивная схема подразумевает как непрерывную обработку жидкости, так и циклическую.

При дискретной подготовке эмульсии подача жидкости происходит по линии 4 при перекрытом патрубке 2. По линии 1 закачивается с определенным давлением сжатый газ (генератор центров зарождения паровых пузырьков), а готовая смесь через определенные интервалы обработки отводится по каналу 1. Давление газа в этом случае выбирается в соответствии с амплитудой колебаний излучателя.

На второй схеме (рис. 3-б), предназначенной для непрерывной обработки потока предполагается его подача к поверхности излучателя под углом 90° . Ввод обрабатываемого потока происходит по

направлению к донной части излучателя по патрубку 1 на торец излучателя 2. После обтекания излучателя, т.е. основания его цилиндра, поток поднимается вверх и отводится из реактора через расположенные друг напротив друга выходные патрубки 3 и 4.

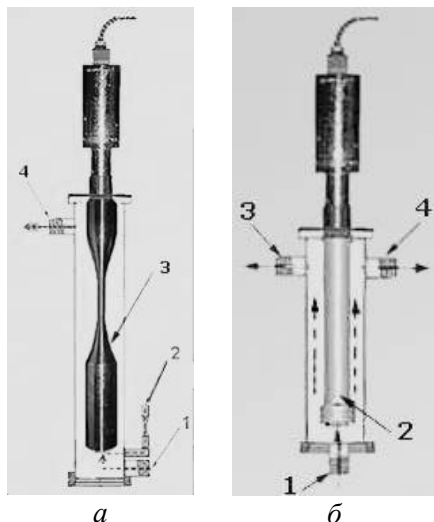


Рис. 3. Принципиальная схема ультразвукового реактора ТНЦ “Техносоник”, Россия

а – реактор с боковыми подводами;
б – реактор с нижним подводом

Достоинство приведенной схемы заключается в отсутствии донных осадков при работе ультразвукового кавитационного реактора. При их выпадении в нижнюю часть рабочей камеры они все равно будут подаваться входящим обрабатываемым потоком снизу вверх по направлению к торцевой поверхности излучателя.

В ходе исследований для сепарации судовых льяльных вод на основе процесса суперкавитации было предложено использовать одновременно два направления - искусственную вентиляцию каверны и ультразвуковой генератор волн пониженного давления. Основные принципы разработанного метода кавитационной сепарации судовых льяльных вод наглядно демонстрируются приведенным на рис. 4 схематическим изображением общей технологической схемы.

В плоскую рабочую камеру кавитатора подается обрабатываемый поток судовых льяльных вод. В рабочей камере установлены входная и выходная разделительные пластины. На входной пластине предусматривается установка канала подачи сжатого воздуха и генератора ультразвуковых колебаний. Суперкавитационная каверна начинается на входной пластине, а замыкается на выходную, за счет чего устраняется размыв ее кормовой части. Внутри каверны нахо-

дится насыщенный водяной пар, который отбирается по каналам с верхней стенки рабочей камеры на свою последующую конденсацию. Циркуляционное движение потока судовых льяльных вод через кавитатор постепенно будет приводить к уменьшению содержания воды в нем и позволит получить высококонцентрированную смесь нефтепродуктов.

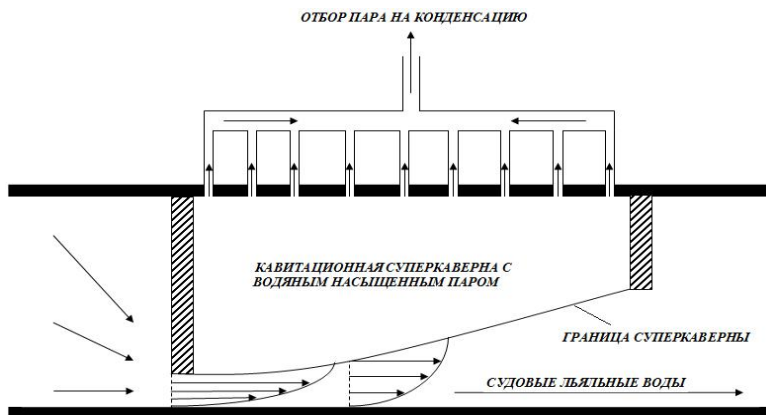


Рис. 4. Схема кавитационной очистки судовых льяльных вод

При отборе водяного пара из суперкавитационной каверны большое значение имеет величина скорости отбора. Ее максимальное значение соответствует критической скорости $v_{кр}$, которая для реальных условий эксплуатации судового сепаратора льяльных вод должна определяться как

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} g \frac{P_{\max}}{\rho_{\max}}}, \quad (1)$$

где k – показатель адиабаты водяного пара, $P_{\max}$ – максимальное давление на границе каверны, $\rho_{\max}$ – максимальное значение плотности i -й компоненты, g – ускорение свободного падения.

Значения, получаемые по (1), в условиях эксплуатации будут меньше на величину скоростного коэффициента ϕ , отражающего условия входа пара в отводящий трубопровод, т.е.

$$v_{отв} = \phi v_{кр} \quad (2)$$

При отборе водяного пара из кавитационной каверны через трубки, расположенные на верхней поверхности рабочей камеры

кавитатора возникает высокая вероятность прорыва воздуха в обратном направлении, т.е. вовнутрь кавитационной полости. Это явление может иметь место при некорректной работе автоматических клапанов, например при их неплотной посадке и, как следствие, разгерметизации. В этом случае будет иметь место полное разрушение каверны и остановка процесса сепарации.

Условие обратного прорыва воздуха можно выразить через разность давлений в линии отбора и кавитационной суперкаверне. Давление внутри кавитирующей полости P_k можно записать как

$$P_k = P_0 - \Omega P \frac{v_0^2}{2}, \quad (3)$$

где P_0 – статическое давление внутри каверны; Ω – число кавитации; P – давление в линии отбора водяного пара; v_0 – скорость потока на входе в рабочую линию отбора пара.

Минимальное давление внутри рабочей линии отбора водяного пара имеет вид

$$P_{\min} = P_0 + C_p \frac{\rho v_0^2}{2}, \quad (4)$$

где C_p – минимальный коэффициент давления во входном сечении рабочей линии по отбору пара.

В окончательном виде относительная разность давлений может быть записана в виде

$$\frac{P_k - P_{\min}}{\frac{\rho v_0^2}{2}} = \Omega + C_p. \quad (5)$$

В ходе сепарации судовых льяльных вод величина минимального коэффициента давления во входном сечении рабочей линии по отбору пара всегда будет величиной отрицательной, т.е. $C_p < 0$. По этой причине давление в каверне превысит давление в линии отбора водяного пара в случае, когда будет выполняться неравенство вида

$$|C_p| > \Omega. \quad (6)$$

Анализ выражения (6) позволяет сделать вывод о том, что эпюра давления в сечении отбора водяного пара должна всегда быть гладкой и равномерно распределенной.

В ходе теоретических исследований была выполнена оценка влияния исходного состава судовых льяльных вод на процесс сепарации.

рации. При движении на относительно малых скоростях влияние многофазности потока судовых льяльных вод на гидродинамические характеристики каверны является очень важным. Обычно такая оценка производится с помощью величины скорости распространения звука, которая в обычной чистой воде приблизительно равна 1450 м/с. При наличии воздуха этот показатель резко уменьшается. Для изотермического движения потока с большой скоростью, когда воздух не успевает выделяться, удельный объем многофазного потока можно записать в виде

$$V = \frac{1}{\rho_{\Sigma}} = (1 - M_{\text{в}}) V_{\text{воды}} + M_{\text{в}} V_{\text{в}} \quad (7)$$

где $M_{\text{в}}$ – масса воздуха в единице объема судовых льяльных вод; ρ_{Σ} – суммарная плотность многофазного потока; $V_{\text{воды}}$ и $V_{\text{в}}$ – удельный объем воды и воздуха в смеси.

С учетом того, что $V_{\text{воды}} = \text{const}$, а $V_{\text{в}} = k/p$, выражение (7) можно переписать в виде

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{(1 - M_{\text{в}})}{\rho_{\text{воды}}} + \frac{M_{\text{в}} k}{p}, \quad (8)$$

где $k = RT$, R – универсальная газовая постоянная, T – абсолютная температура, p – давление.

Из (8) величина давления составляет

$$p = \frac{M_{\text{в}} \rho_{\Sigma} k}{1 - (1 - M_{\text{в}}) \frac{\rho_{\Sigma}}{\rho_{\text{воды}}}}. \quad (9)$$

С учетом того, что скорость звука в упругой среде, к которой относятся также и судовые льяльные воды, определяется как

$$c = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}}, \quad (10)$$

в соответствии с производной

$$\frac{\partial p}{\partial \rho_{\Sigma}} = M_{\text{в}} k + \frac{2(1 - M_{\text{в}})}{\rho_{\text{воды}}} p + \frac{(1 - M_{\text{в}})^2}{M_{\text{в}} k} \left(\frac{p}{\rho_{\text{воды}}} \right)^2 \quad (10)$$

окончательное значение распространения скорости звука в судовых льяльных водах при сепарации можно записать в виде

$$c = \sqrt{M_B k} + \frac{(1 - M_B) p}{\rho_{\text{воды}} \sqrt{M_B k}}. \quad (12)$$

При численных значениях $M_B = 10^{-4}$, $T = 293$ К, $p = 405468$ Па (4 атм), $R = 287$ (Дж/кг·К) выражение (12) дает оценку распространения скорости звука в судовых льяльных водах равную $c = 139$ м/с. Полученное значение в десять раз меньше аналогичного параметра для однофазного потока чистой воды. Число Маха при скорости сепарируемого потока судовых льяльных вод 30 м/с становится равным $M = v/c = 0,21$, что в свою очередь указывает на необходимость учета эффектов сжимаемости.

Для случая искусственного вдувания воздуха в кавитационную суперкаверну в первом приближении (без учета разрыва сплошности основного потока судовых льяльных вод) была выполнена оценка зависимости скорости на границе суперкаверны от скорости вдувания. Если принять, что на входе в рабочую камеру кавитатора значения скорости и давления потока судовых льяльных вод составляют $P_{\text{слв}}$, $V_{\text{слв}}$; скорость и давление вдуваемого воздуха составляют P_B , V_B ; скорость и давление на границе каверны потока судовых льяльных вод составляют P_K , V_K , то согласно уравнению Бернулли

$$\frac{\rho_{\text{слв}} V_{\text{слв}}^2}{2} + P_{\text{слв}} = \left(\frac{\rho_B V_B^2}{2} + P_B \right) + \left(\frac{\rho_{\text{слв}} V_K^2}{2} + P_K \right). \quad (13)$$

Это выражение можно преобразовать к виду

$$\begin{aligned} P_{\text{слв}} - (P_B + P_K) &= \frac{\rho_{\text{слв}} V_K^2}{2} - \frac{\rho_{\text{слв}} V_{\text{слв}}^2}{2} + \frac{\rho_B V_B^2}{2} = \\ &= \frac{\rho_{\text{слв}} V_{\text{слв}}^2}{2} \left[\frac{V_K^2}{V_{\text{слв}}^2} - 1 \right] + \frac{\rho_B V_B^2}{2}. \end{aligned} \quad (14)$$

С учетом числа кавитации, определяемого как

$$\Omega = \frac{P_{\text{слв}} - (P_B + P_K)}{\frac{\rho_{\text{слв}} V_{\text{слв}}^2}{2}}, \quad (15)$$

можно записать в окончательном виде выражение для скорости потока на границе каверны:

$$V_K = V_{\text{слв}} \sqrt{1 + \Omega} + \frac{\rho_B V_B^2}{2}. \quad (16)$$

Поскольку высоким скоростям движения соответствуют малые числа кавитации, то приближенно можно записать, что $\sqrt{1+\Omega} \approx 1+\Omega/2$. В этом случае последнее выражение можно упростить до приближенной формулы вида

$$V_K \approx V_{\text{СЛВ}} \left(1 + \frac{\Omega}{2} \right) + \frac{\rho_B V_B^2}{2}. \quad (17)$$

Анализ (17) позволяет сделать вывод, что скорость, вызываемая гидродинамическими особенностями внутри кавитационного канала, на границе каверны будет в основном определяться горизонтальными составляющими скоростей воздуха и обрабатываемого потока судовых льяльных вод. При этом превалирующий вклад в величину V_K в формуле (17) дает слагаемое $V_{\text{СЛВ}} \frac{\Omega}{2}$.

С точки зрения пространственной и временной устойчивости искусственной кавитационной суперкаверны большое значение имеет оптимальная скорость подачи воздуха, затрачиваемого на ее вентиляцию. Ее величина может быть найдена, если принять гипотезу о том, что движение воздуха происходит за счет перепада давления в концевых сечениях воздушного потока. Такими сечениями могут быть плоскость замыкания каверны и входное сечение воздушного канала. Если считать, что воздух затягивается в кавитационную каверну самотеком и его начальное давление соответствует атмосферному P_a , то перепад давления описывается выражением

$$\Delta P = P_a - \bar{p} \frac{\rho_B V_B^2}{2}, \quad (18)$$

где $\bar{p}$ – коэффициент давления за плоскостью входа (вдувания) воздуха в каверну.

С другой стороны, динамическое равновесие внутри канала подачи воздуха будет иметь место при выполнении закона гидравлического трения Вейсбаха-Дарси

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho_B V_B^2}{2}, \quad (19)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения канала подачи воздуха; l, d – длина и диаметр канала подачи воздуха, м.

Сопоставление выражений (18) и (19) позволяет записать искомую скорость нагнетания воздуха

$$V_B = \sqrt{\frac{2P_a}{\rho_B \left(\lambda \frac{l}{d} + \bar{P} \right)}} \quad (20)$$

и его объемный расход

$$Q_B = \frac{\pi d^2}{4} V_B \quad (21)$$

Если в выражении (20) в качестве базовых характеристик использовать плотность $\rho_{СЛВ}$ и скорость движения основного многофазного потока судовых льяльных вод $V_{СЛВ}$, то выражение (20) преобразуется к виду

$$V_B = \sqrt{\frac{2P_a - \bar{P} \rho_{СЛВ} V_{СЛВ}^2}{\rho_B \lambda \frac{l}{d}}} \quad (22)$$

Одним из основных факторов, определяющих необходимость использования искусственной суперкавитации при сепарировании потока судовых льяльных вод, является гистерезис в возникновении естественных кавитационных паровых пузырьков.

Экспериментально установлено, что в первоначальный момент времени рост пузырьков происходит за счет понижения давления в жидкости до порогового $P_{кр}$, которое всегда меньше давления насыщенных паров. В дальнейшем, росту парогазового пузырька препятствуют присоединенная масса жидкости, статическое давление и давление поверхностного натяжения. Нелинейность поведения фазового равновесия приводит к понижению средней температуры парового пузырька относительно температуры окружающей жидкости. Результатом такого температурного дисбаланса является поток тепла из жидкости в пузырек с испарением жидкости во внутрь и последующим ростом пузырька. Рост гидростатического давления приводит к уменьшению времени захлопывания кавитационной полости и увеличению интенсивности ударных волн. Также в этом случае имеет место кавитационная эрозия.

При проведении натурных экспериментов было изучено влияние динамического давления на входе в рабочую камеру кавитатора на качество процесса сепарации судовых льяльных вод. Все эксперименты проводились для трех значений температуры потока: 30° С, 50° С, 90° С. В качестве судовых льяльных вод использовалась смесь

воды с мазутом в соотношении 50% воды на 50% мазута. Основные результаты измерений показаны на рис. 5. На графике видно, что влияние роста динамического давления на длину каверны l напрямую определяется температурным фактором. Максимум длины, соответствующий длине рабочей камеры кавитатора L , наблюдался соответственно при:

Температура СЛВ, град	Давление, Па
30	406250
50	381591
90	320113

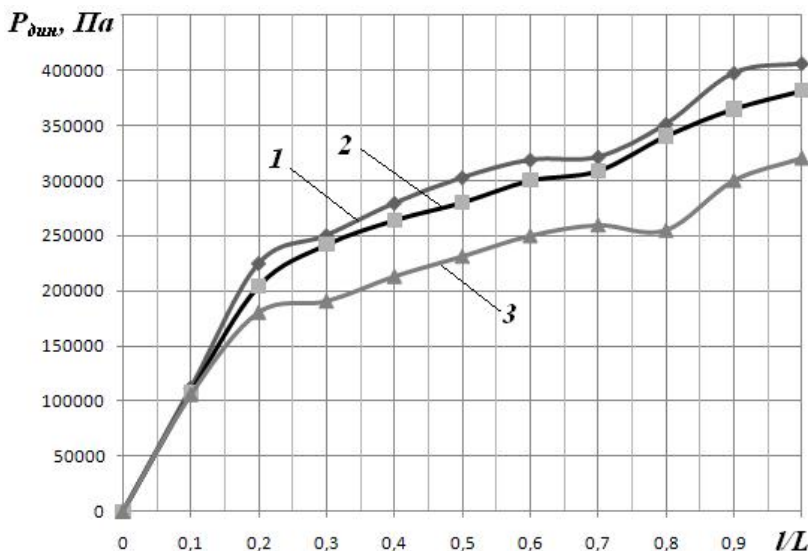


Рис. 5. Влияние динамического давления в потоке на относительную длину каверны

Анализ приведенных значений позволил сделать вывод, что понижение рабочего давления должно всегда компенсироваться ростом температуры обрабатываемого потока. Следует также отметить, что с повышением температуры уменьшается растворимость газов в судовых льяльных водах, которые, как следствие, выделяются из обрабатываемого потока на первой стадии кавитации, т.е. еще до начала наступления процесса суперкавитации.

При неизменных величинах статического и динамического давлений увеличение температуры подаваемых судовых льяльных вод

приводило к изменению в большую сторону размеров возникающей суперкаверны и росту массы, пара внутри нее. Следствием роста массы всегда является снижение давления внутри кавитационной полости. Другими словами, рост температуры, с одной стороны, увеличивает зону кавитации, а с другой — уменьшает интенсивность кавитационного воздействия. При нормальных условиях значения оптимальной температуры, при которой первый фактор превалирует над вторым, как установлено экспериментально, составляет $55 - 60^{\circ}\text{C}$.

Несмотря на идентичный характер изменения полученных кривых на графике (см. рис. 5) хорошо видно, что при повышенных значениях температуры обрабатываемый поток может быть подвержен процессу сепарации при значительно меньшем давлении. В результате этого могут быть снижены требования к выбору нагнетательного оборудования (в сторону снижения его расходно-напорных характеристик) и качеству материалов, используемых при производстве рабочей камеры кавитационного канала. Также следует отметить, что согласно известным результатам исследований ультразвуковой кавитации [2] на качество зарождения и формирования устойчивой паровой каверны оказывает влияние и статическое давление. Изменение величины $P_{\text{ст}}$ от 0,3 до 0,6 МПа приводит к повышению качества кавитации в 200-300 раз.

Эффективным способом влияния на гидромеханические характеристики кавитирующего потока является изменение его структуры за счет вдувания воздуха. Таким образом, в потоке создается искусственная суперкавитация. В ходе экспериментов было установлено, что подача воздуха должна начинаться перед наступлением второй стадии кавитации, т.е. когда паро-газовая пузырчато-пленочная кавитация (первая стадия) переходит в сплошную суперкаверну (вторая стадия). Обычно в ходе экспериментов переход ко второй стадии наступал в тот момент, когда длина кавитационной полости превышала расстояние, равное 1,4 высоты входной пластины (см. рис. 4).

В ходе экспериментов была получена зависимость коэффициента сопротивления входной прямоугольной пластины в рабочей камере кавитатора от числа кавитации подаваемого потока. Она показана на рис. 6. На графике видно, что начиная с числа кавитации, равного 0,1, т.е. с выходом искусственной суперкаверны на свои стационарные пространственные размеры, эта зависимость принимала автомобильный характер.

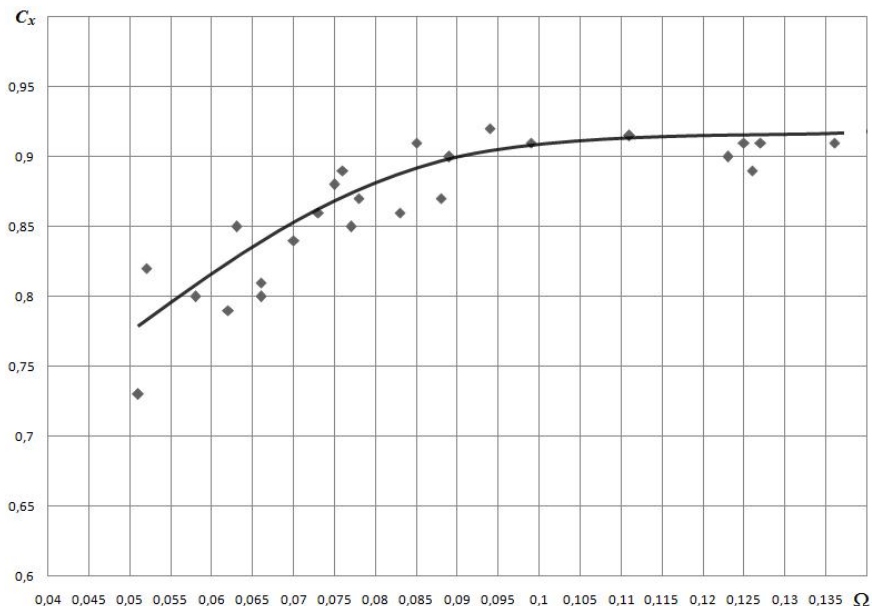


Рис. 6. Коэффициент сопротивления входной пластины при искусственной кавитации

Согласно теории отрывных кавитационных течений [1, 2] сопротивление при кавитации определяется только двумя факторами: размерами каверны и числом кавитации. Отсюда следует вывод, что сопротивление никак не зависит от способа создания каверны и является идентичным как при естественной кавитации, так и при создании каверны за счет вдувания воздуха.

При искусственной кавитации большое значение имеет влияние подаваемого расхода воздуха на гидродинамические характеристики получаемой суперкаверны. В ходе экспериментов рост расхода вентиляции приводил к росту размеров каверны.

При проведении натурных исследований было установлено, что для увеличения размеров каверны за входной пластиной рабочей камеры кавитатора до длины, равной расстоянию между ограничительными выходной и входной пластинами (длина составляла $9h_{вх}$), необходимо, чтобы расход подаваемого воздуха находился в диапазоне от 5 до 8 % от расхода обрабатываемого потока судовых льяльных вод. Превышение указанного диапазона приводило к срыву каверны с получением отрицательных чисел кавитации, соответству-

ющих случаю, когда давление воздуха внутри каверны превышало давление на границе раздела жидкой и паровой фаз.

При проведении натурных исследований была также изучена степень влияния направления подачи воздуха на устойчивость кавитационной каверны. Как видно на рис. 7, подача воздуха осуществлялась тремя различными способами: перпендикулярно потоку, против основного течения и внутрь каверны.

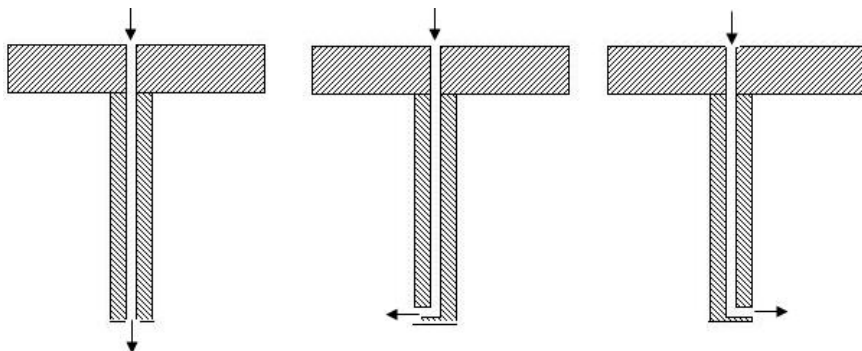


Рис. 7. Схема подачи воздуха в каверну

Наибольшая устойчивость каверны имела место в последнем случае, когда воздух подавался вовнутрь каверны. Переход на начальной стадии от частичной к полной вентиляции происходил скачком без срывов давления в области между ограничительными пластинами рабочей камеры кавитатора. В первых двух случаях во время экспериментов практически всегда наблюдался срыв и разрушение каверны еще на начальной стадии ее зарождения.

Принцип работы разработанного гидромеханического сепаратора судовых льяльных вод основан на постоянном отборе искусственно вдуваемого воздуха и водяного пара из суперкавитационной каверны. В ходе экспериментов было исследовано, каким образом влияет расход отбираемого с воздухом пара $Q_{отб}$ на поведение каверны. Основные результаты показаны на рис. 8, где видно, что зависимость изменения числа кавитации при различных значениях расхода отбираемого пара аппроксимируется прямой линией. На основании приведенного графика был сделан вывод о том, что расход отбираемого из кавитационной суперкаверны водяного пара не оказывает никакого влияния на существующий в рабочей камере режим кавитации. Отношение чисел кавитации при отборе пара $\Omega_{отб}$ в случае

обычной (без вдувания воздуха) кавитации Ω к отношению расхода отбираемого пара $Q_{отб}$ к общему расходу Q подчиняется линейной зависимости с изменением в пределах 3,8 %. Аналогичный вывод был также получен на основании выполненных экспериментов и для размеров кавитационной суперкаверны. Протяженность каверны при отборе водяного пара из нее также не изменялась

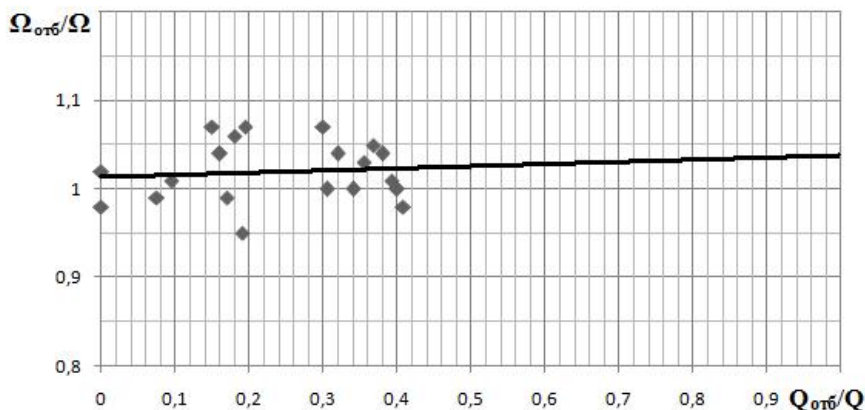


Рис. 8. Влияние отбора пара на поведение суперкаверны

ВЫВОДЫ.

1. Проблема сепарации судовых льяльных вод реализуется различными методами, но ни один из них не может решить самой главной проблемы — очистить воду до нормативных требований и получить при этом высококонцентрированную смесь нефтепродуктов.

2. Перспективным методом очистки судовых льяльных вод может являться искусственная суперкавитация, при которой из кавитационной каверны постоянно отбирается насыщенный водяной пар.

3. Расход отбираемого из кавитационной суперкаверны водяного пара не оказывает влияния на существующий в рабочей камере сепаратора режим кавитации. Протяженность каверны также не изменяется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гогиш Л.В. Отрывные и кавитационные течения: основные свойства и расчетные модели. / Л.В. Гогиш, Г.Ю. Степанов. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. — 384 с.

2. Егоров И.Т. Искусственная кавитация. / И.Т. Егоров, Ю.М. Садовников, И.И. Исаев, М.А. Басин. – Л.: Судостроение, 1971. – 280 с.
3. Кнаке О. Механизм испарения / О. Кнаке, И.Н. Странени // Успехи физических наук. – 1959. – Вып. 2., LXVIII. – С. 261-305.
4. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. / Т.Ф. Кондратьева. – Л.: Машиностроение, 1976. – 232 с.

УДК 629.123

Колегаев М.А., Зуев С.В., Малахов А.В., Маслов И.З., ОНМА
Бендеберя Ф.А., ОНМУ

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СУДОВОЙ СИСТЕМЫ, ИСПОЛЮЮЩЕЙ ИМПУЛЬСНЫЕ СКАЧКИ ДАВЛЕНИЯ

Проблема повышения качества работы судов дноуглубительного флота в настоящее время очень актуальна. Для территории Украины, где общая протяженность береговой линии составляет 2835 км, морской границы 1355 км, а длина водных путей достигает 71139 км добыча илистых и песчаных грунтов является отдельным направлением. Именно эти два класса грунтов чаще всего встречаются при проведении дноуглубительных работ.

Плотность естественного залегания грунта, его фракционный состав и влияние характеристик потока на входе в грунтозаборное устройство судна определяют общую стоимость проводимых работ. Можно констатировать, что качество работы любого судна дноуглубительного флота напрямую определяется не только производственными или техническими показателями и зависит не только от степени его технической оснащенности или уровня подготовки экипажа, но также и от используемых технологий проведения работ по самому дноуглублению.

Приоритетным направлением в ходе технического решения рассматриваемой проблемы может выступать создание локальных технологий, не требующих изменения конструкции судна. Такие технологии должны быть направлены на модернизацию отдельных технологических узлов судна. Одним из таких узлов может быть участок грунтозабора, как со дна разрабатываемого участка при добыче грунта, так и из трюма при его выгрузке на место складирования.

В настоящее время в судовых системах грунтозабора чаще всего используются механические разрыхлители (фрезы, буры, черпаки, сваи и т.д.) и гидравлические грунтоприемники. Гидравлические грунтозаборные устройства могут рассматриваться как более перспективные. В них для передачи силовой энергии для разрушения уплотненного поверхностного слоя грунта используется жидкость. По сравнению с механическими разрыхлителями гидравлические грунтозаборники характеризуются большими значениями массового расхода добываемой пульпы, отсутствием прерывистости подачи и

хорошей чистотой выборки грунта с поверхности разрабатываемого участка дна.

В современной практике эксплуатации земснарядов наибольшее распространение получили следующие виды гидравлических грунтоприемников: нерегулируемые (щелевидные), регулируемые (щитовые) и саморегулируемые (с плоским входным отверстием). Поскольку для добычи песчаных и илистых грунтов чаще всего применяется показанный на рис. 1 нерегулируемый эллиптический грунтоприемник, его конструкция была принята в качестве базовой для проведения исследований по технологической модернизации.

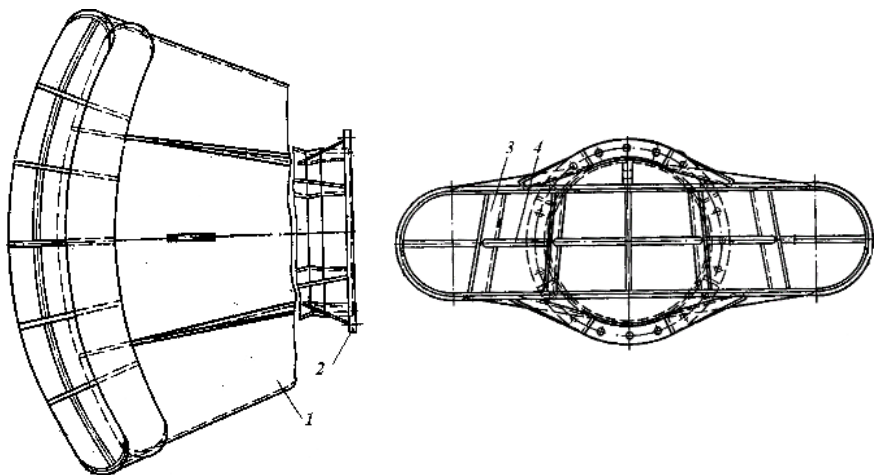


Рис. 1. Эллиптический грунтоприемник, [1]:

1 – корпус; 2 — патрубок; 3, 4 — ребра направляющей решетки

При работе земснаряда из-за разрушения начальной структуры залегания грунта его естественная плотность при отборе изменяется. В этом случае необходимо учитывать влияние возникающих гидродинамических процессов, приводящих к его объемному расширению уже непосредственно в зеве грунтоприемника. По причине крупномасштабного вихреобразования и высокочастотных турбулентных пульсаций в потоке объемный расход получаемой пульпы может отличаться от расхода во входной области грунтоприемника в пределах от 8 до 50 %. Значения коэффициента плотности для основных видов грунта приведены в сводной таблице 1.

Большое значение имеет скорость входа на уровне засасывающего отверстия. Ее значения для песка и ила должны составлять от

1 до 1,5 м/с. Рост скорости при прочих равных условиях приводит к насыщению пульпы грунтом.

Таблица 1. Значения коэффициента изменения плотности грунта

Род грунта	$\lambda_{гр}$	Род грунта	$\lambda_{гр}$
Песок мелкий	1,08-1,17	Супесь	1,08-1,17
Песок средний и крупный	1,14-1,28	Глина	1,3-1,45
Мелкий камень	1,24-1,3	Скальные породы	1,3-1,45

При заборе песка или ила эллиптическим грунтоприемником происходит одновременное разрыхление, отбор и размыв засасываемой водой грунта. В этом случае значение объемного расхода пульпы определяется: геометрическими размерами грунтоприемника, включая геометрию его боковых вырезов; характерными механическими свойствами разрабатываемого грунта и углом откоса грунта или, что, то же самое углом атаки засасываемой струи, в момент проведения грунтозабора.

К основным факторам, оказывающим влияние на гидродинамический процесс всасывания несвязного грунта можно отнести следующие:

- физико-механические свойства грунта;
- толщину разрабатываемого и снимаемого слоя грунта;
- скорость течения в области разрабатываемого слоя грунта;
- геометрическую конфигурацию грунтоприемного отверстия;
- общие размеры грунтоприемника;
- угол наклона приемного отверстия по отношению к разрабатываемому слою грунта;
- вид эпюры скорости внутри грунтоприемника;
- объемный расход пульпы внутри грунтоприемника;
- расстояние между входной плоскостью грунтоприемника и динамически изменяющейся поверхностью откоса грунта и скорость перемещения грунтоприемника.

Поскольку гидравлический способ выработки грунта основывается на размыве струями воды поверхности массива грунта и последующем его всасывании в грунтоприемник, то гидромеханические особенности взаимодействия грунтовой пульпы с жесткими стенками грунтоприемника начинают проявляться еще на стадии всасывания пульпы. В грунтоприемнике и всасывающей трубе за счет работы грунтового насоса возникает вакуум, обеспечивающий вход пульпы со скоростью, соответствующей текущему значению разно-

сти вакуумметрического давления на входе в грунтоприемник и суммы давления столба воды во всасывающей трубе с атмосферным давлением. Расстояние между грунтоприемником и дном прорези напрямую влияет на возникающее поле скоростей. Чем больше это расстояние, тем меньше значение расхода. Вынос частиц грунта по направлению к осевой линии грунтоприемника всегда начинается при величине зазора менее 12 % калибра (диаметра) всасывающего отверстия.

На расход пульпы и возникающее вблизи входа в грунтоприемник поле скоростей влияют два основных фактора: геометрия (форма и размер) приемного отверстия и расположение (наклон плоскости всасывания) приемного отверстия по отношению к границам потока. При этом отклонение угла наклона зева грунтоприемника от оптимального значения всегда приводит к образованию во внутренней входной части грунтоприемника застойных областей различной геометрической конфигурации и удлинённости. Также в этом случае существенное изменение претерпевают размеры и форма «сферы всасывания».

При увеличении зазора между всасывающим отверстием и плоскостью залегания грунта концентрация воды в засасываемой пульпе всегда увеличивается, а ее скорость падает. Наибольшее насыщение пульпы грунтом в случае постоянной величины входного вакуума будет иметь место при минимально возможной величине щели. Этот недостаток гидравлического грунтоприемника можно устранить конструктивным способом — за счет дополнительной установки ряда сопловых аппаратов на верхней кромке грунтоприемника.

В ходе выполнения исследований было предложено использовать импульсную систему подачи жидкости для разрушения поверхностного слоя грунта. Она основывается на создании во вспомогательном трубопроводе волн ударного давления, которые в последующем через систему сопловых насадок будут под углом подаваться на поверхность разрабатываемого грунтового участка. Достоинством такого подхода является возможность преобразования энергии жидкости в процесс механического разрушения без применения каких либо промежуточных механизмов (фрез, буров и т.п.). В этом случае достигаются также хорошие динамические характеристики процесса грунтодобычи при малых габаритах системы размыва.

При использовании волн ударного давления, вызываемых при помощи запорно-регулирующей аппаратуры, можно создавать че-

редующиеся гидроудары о поверхность разрабатываемого грунта. При этом предлагается использовать противоположную направленность углов атаки импульсных скачков давления.

Простейшая схема предлагаемого конструктивного решения показана на схематическом рис. 2, где видно, что при помощи автоматически управляемых клапанов можно создавать гидроудары в двух и более линиях подачи воды на размыв грунта. Попеременно чередующиеся волны ударного давления (на рис. 2 обозначены как «+» и «-») создаются за счет мгновенного открытия клапана наборами сопловых насадок, попеременно соединяемых с линией подачи рабочей жидкости. В предлагаемой импульсной системе гидроразмыва предполагается использование прямого гидравлического удара, при котором время закрытия клапана всегда будет меньше фазы гидроудара. Несжимаемость жидкости будет обеспечивать практическое полное отсутствие запаздывания ударной волны даже в тех случаях, когда изменение настройки гидравлической системы будет происходить непосредственно в ходе эксплуатации.

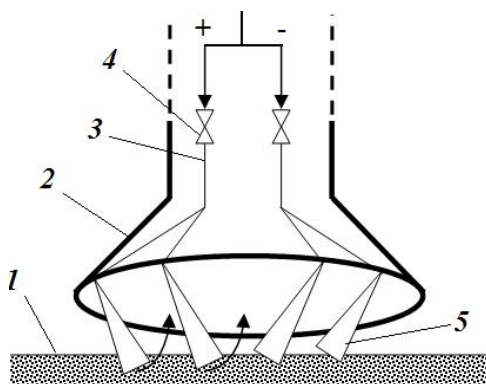


Рис. 2. Схема импульсной системы гидроразмыва грунта:

1 – грунт; 2 – грунтозаборник; 3 – линия подачи волн импульсного давления на сопловую насадку; 4 – запорно-регулирующая арматура; 5 – волна импульсного давления.

С точки зрения надежности работы системы гидроразмыва существенное значение имеет конструкция клапанов, которые выбираются для создания волн ударного давления. Достаточно полный обзор существующих конструкций клапанов изложен в работе [6]. Согласно представленным материалам исследований, наиболее подходящими для рассматриваемой системы гидроразмыва конструкции-

ями клапанов могут быть плунжерные и грузовые. В силу конструктивных особенностей и более высокой надежности плунжерные являются более предпочтительными.

Вся система гидроразмыва и особенно диаметр ее сопловых насадок всегда должен определяться производительностью земснаряда. Чем она выше, тем мощнее должна быть система гидроразмыва, и в этом случае величина ударного давления, которое должно развиваться в линии подачи, согласно данным работы [1] будет всегда соответствовать данным о величине нормативного давления на основания из песчаных грунтов. Эти цифры приведены в табл. 2, и их анализ показывает, что система гидроразмыва не должна обладать повышенными показателями давления выходной струи. Максимальное нормативное давление составляет величину всего 4,5 МПа, при этом в соответствии с простейшими гидравлическими расчетами [2] сила действия струи на поверхность грунта по сравнению с обычным влиянием развиваемого давления может увеличиваться до двух раз, т.е. до 9 МПа.

Таблица 2. Нормативные давления на основания из песчаных грунтов, МПа, [1]

Вид грунта	Плотный грунт	Грунт средней плотности
Глинистый грунт	0,25	–
Пески гравелистые и крупные	0,45	0,35
Пески средней крупности	0,35	0,25
Пески мелкие	0,25	0,15
Пески пылеватые	0,25	0,2

Основные вопросы, которые могут влиять на качество работы импульсной системы гидроразмыва, связаны с гидроупругостью — возникновением нарастающих колебаний при определенных скоростях потока. Такие задачи являются неконсервативными, поскольку действующие на стенки трубы гидродинамические силы зависят от упругих деформаций ее стенок при изгибе. При пространственно криволинейной форме внутренний поток жидкости внутри трубы нагружает трубопровод как статическими, так и динамическими силами.

Очень важными элементами в импульсной системе размыва грунта являются сопловые насадки, которые должны устанавливаться на верхнем ободе грунтоприемника. В зависимости от геометрии

насадки при неизменных динамических параметрах системы при истечении рабочей струи могут возникать различные величины реактивной силы. Действие такой силы на систему креплений и на гидроупругость навесной линии импульсного гидроразмыва в совокупности с весовыми нагрузками является негативным, но правильно выбранная геометрия насадки позволит увеличить силу действия потока струи на грунт. Пример расчетной схемы простейшего насадка приведен на рис. 3.

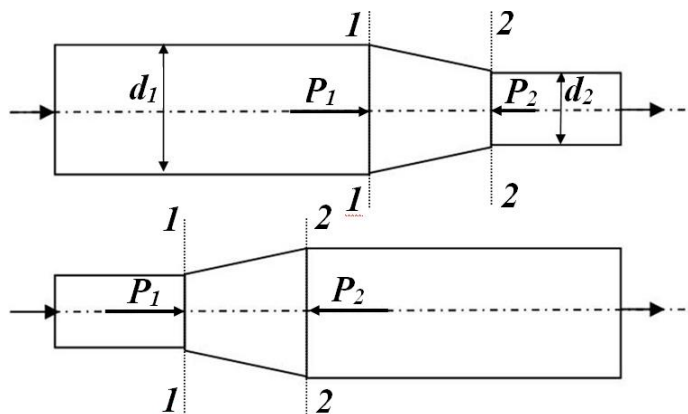


Рис. 3. Расчетная схема для определения реактивной силы на насадке

В первом приближении реактивную силу F можно определить на основании следующих исходных данных:

- избыточное давление на входе в суживающуюся часть насадка составляет P_1 ;
- расход жидкости на входе в насадок Q ;
- коэффициент местных потерь насадка ζ ;
- диаметры входного и выходного сечений насадка соответственно равны d_1 и d_2 .

В этом случае с учетом известного расхода и площадей поперечных сечений насадка S_1 и S_2 находятся соответствующие скорости течения

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}, \quad (1)$$

$$V_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2}. \quad (2)$$

Затем определяется потеря напора на насадке

$$h_n = \zeta \frac{V_2^2}{2g} \quad (3)$$

и из уравнения Бернулли, записываемого с учетом равенства входного и выходного геометрического напоров

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + h_n, \quad (4)$$

находится давление P_2 :

$$P_2 = P_1 - \rho g h_n - \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2). \quad (5)$$

Искомая осевая реактивная сила, приложенная к оси симметрии насадка, будет равна

$$F = \rho Q (V_1 - V_2) + P_1 S_1 - P_2 S_2. \quad (6)$$

Интересным является случай изменения направления движения в насадке, который показан в нижней части рис. 3. В таком насадке поток вытекает не из суженной, а, наоборот, из расширенной части. Реактивная сила будет определяться по описанному выше алгоритму и равна

$$F = \rho Q (V_2 - V_1) + P_2 S_2 - P_1 S_1. \quad (7)$$

Сравнение выражений (6) и (7) показывает, что сила F численно не изменяется и только ее знак меняется на противоположный, а, следовательно, в местах соединения сопловой насадки с системой подачи рабочей жидкости будут возникать дополнительные повышенные нагрузки порядка F/g . Если изменить форму сопла (направление потока в нем) то знак поменяется, и эти нагрузки уже будут оказывать положительное влияние на систему механического крепления.

Помимо реактивной силы важным вопросом является нахождение порогового значения величины ударного давления. В этом случае можно воспользоваться результатами работы [2], в которой показано, что для каждой температуры жидкости существует критическое отношение давление $(P_2/P_1)_{кр}$, ниже которого в сопловых насадках не происходит увеличение скорости истечения. Таким образом, при расчете ударного давления при гидроударе ниже пороговое значение величины развиваемого ударного давления P_2 всегда будет

известно, и с инженерной точки зрения нет необходимости его превышать.

Расчет всей системы гидроразмыва фактически должен основываться на гидравлическом расчете сопловых насадок в совокупности с параметрами гидроудара и характеристикой используемой гидравлической сети. Главным в таком расчете является определение площади выпускных сечений при заданных расходе и давлениях перед и за сопловыми насадками. В этом случае давление за сопловыми насадками можно принимать в первом приближении равным гидростатическому напору над точкой забора грунта. В случае, если у поверхности дна присутствует сильное течение, то в зависимости от его направления необходимо к гидростатическому напору добавлять скоростной напор, рассчитываемый по формулам гидравлики открытых русел.

В первом приближении в зависимости от величины входного и выходного давлений диаметр сопла можно рассчитать с использованием стандартных формул для истечения несжимаемых жидкостей из насадков.

Так, массовый расход через сопло определяется как

$$Q_m = \varepsilon S_{\text{вых}} \sqrt{2g\rho(P - P_{\text{вых}})} \quad (8)$$

где $S_{\text{вых}}$ – площадь выходного сечения сопла; ε – коэффициент расхода; P – давление потока на входе в сопло; $P_{\text{вых}}$ – абсолютное давление на выходе из сопла.

Из (8) легко получить необходимую площадь и соответственно диаметр:

$$S_{\text{вых}} = \frac{Q_m}{\varepsilon \sqrt{2g\rho(P - P_{\text{вых}})}} = 0,226 \frac{Q_m}{\varepsilon \sqrt{\rho(P - P_{\text{вых}})}} \quad (9)$$

В заключение следует отметить, что предлагаемое техническое решение может существенно повлиять на процесс всасывания несвязного грунта и существенно изменить динамическое поведение «сферы всасывания», т.е. внешнего контура поля изотак вблизи входного сечения грунтоприемника. За счет перекрестного силового взаимодействия ударных струй с поверхностью грунта скорость его размыва всегда будет максимальной вне зависимости от величины щелевого зазора между грунтом и грунтоприемником. Для поддержания величины консистенции грунта в пульпе на высоком уровне направление ударных волн должно всегда совпадать с направлением движения всасывающего трубопровода.

Выводы

1. Все механические системы, работающие на принципе контактного разрушения грунта, по своим показателям скорости изменения ударной нагрузки не сопоставимы с гидравлическими системами размыва. В отличие от гидравлической системы размыва грунта они являются узкоспециализированными и могут эффективно применяться только при разработке определенных классов грунтов.

2. Достоинством предложенной импульсной системы гидроразмыва грунта является возможность изменения ее настроек непосредственно во время эксплуатации. Из-за несжимаемости жидкости величины импульсных скачков давления в широких пределах изменений будут передаваться практически мгновенно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бородулин Я.Ф. Дноуглубительный флот и дноуглубительные работы / Я.Ф. Бородулин, Б.Н. Сущенко. – М.: Транспорт, 1973. – 432 с.
2. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов / В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1982. – 280 с.
3. Темный В.П. Гидравлические регуляторы. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 144 с.
4. ГОСТ 8.586.5-2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств.
5. Егоров И.Т. Искусственная кавитация / И.Т. Егоров, Ю.М. Садовников, И.И. Исаев, М.А. Басин. – Л.: Судостроение, 1971. – 280 с.
6. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны / Т.Ф. Кондратьева. – Л.: Машиностроение, 1976. – 232 стр.

УДК 621.431.74

Варбанец Р.А., Ивановский В.Г.,
Головань А.И., Карьянский С.А.
ОНМУ, ОНМА

СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

На большинстве главных судовых дизелей установлены тахометры частот вращения коленчатого вала и ротора ГТН. Датчики тахометров непосредственно связаны с коленчатым или распределительным валом двигателя и валом турбины наддува. Принцип действия датчиков различен – оптические, индуктивные, датчики Холла и др. Таким образом, происходит непосредственное измерение частот вращения указанных объектов. Сигналы от тахометров выведены на панель приборов центрального поста управления и в систему аварийно-предупредительной сигнализации. Поскольку эти частотные параметры являются основными характеристиками эксплуатируемого двигателя, всю схему измерения завершает выбранное судовладельцем сертификационное общество (Регистр) [1]. Использовать гальваническое присоединение в регистровую схему измерения для передачи информации во внешние контролирующие устройства, в большинстве случаев, запрещено. Поэтому в качестве альтернативы непосредственным измерениям предлагается использовать виброакустический способ определения частот вращения коленчатого вала и ГТН с помощью методов спектрального анализа.

1. Контроль частотных характеристик судовых комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

На судовых дизель-генераторах в отличие от главных дизелей, в большинстве случаев, не устанавливаются тахометры турбин наддува, и виброакустический контроль частоты их вращения является единственно применимым на практике методом.

С помощью методов спектрального анализа на базе быстрого преобразования Фурье и последующего численного решения задачи устранения «утечки» в дискретном спектре можно снизить погрешность измерения частотных характеристик комбинированного судового дизеля. Главной целью применения такого метода является непрерывный дистанционный контроль частот КВ и ГТН в задаче online-мониторинга режимов работы судовых дизелей и возможность проверки показаний штатных приборов.

В [2] было показано, как с помощью амплитудного спектра виброакустического сигнала ГТН определить частоту вращения ротора турбины. Анализ литературы [1-5] показывает, что в спектре виброакустического сигнала ГТН максимальная гармоника находится на лопаточной частоте воздушного компрессора (частота вращения ротора $\times$ количество лопаток компрессора, рис. 1.)

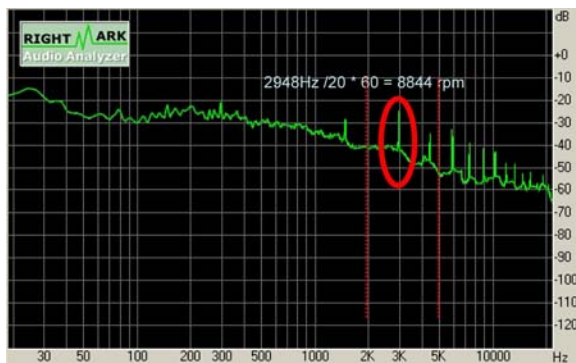


Рис. 1. Спектр звукового сигнала компрессора ГТН главного дизеля 6L80MCE

Анализ рис. 1 показывает, что необходимо вводить ограничения на поиск максимальной гармоники, соответствующей лопаточной частоте ГТН. Для этого необходимо знать частоту вращения ротора ГТН на номинальном режиме и количество лопаток компрессора. Так, для малооборотного главного судового дизеля (МОД) 6L80MCE частота вращения ротора турбины на номинальном режиме равна 9000 rpm. Тогда ожидаемая частота лопаточной гармоники на номинально режиме:

$$F_q(\kappa) = 9000 \text{ rpm} / 60 \cdot 20 = 3000 \text{ Гц.}$$

Минимально и максимально возможные частоты вращения ГТН и, соответственно, частоты генерируемых сигналов можно принять следующими:

$$\min \rightarrow 6000 \text{ rpm} / 60 \cdot 20 = 2000 \text{ Гц;}$$

$$\max \rightarrow 15000 \text{ rpm} / 60 \cdot 20 = 5000 \text{ Гц.}$$

На рис. 1. видно, что в указанном диапазоне существует только один четко выраженный максимум. Зафиксированная по спектру сигнала частота вращения ротора ГТН (в рамках принятых ограничений) составила

$$\text{TUR rpm} = 2948 \text{ Гц} / 20 \cdot 60 = 8844 \text{ rpm.}$$

Анализ литературы [1-5] и проведенные натурные испытания показывают, что в спектре виброакустического сигнала двигателя, в области низких частот (до 100 Гц) выделяется гармоника, соответствующая цилиндровой частоте вибрации корпуса.

Для двухтактных дизелей МОД

$$F_{q \text{ cyl}(2)} = \text{rpm} / 60 \cdot i \text{ cyl}.$$

Для четырехтактных дизелей СОД и ВОД, с учетом одного оборота КВ на рабочий цикл и одного оборота на продувку цилиндра:

$$F_{q \text{ cyl}(4)} = (\text{rpm} / 60 * i \text{ cyl}) / 2.$$

В связи с дискретным представлением сигнала в спектре появляется несколько кратных гармоник и в этом случае обязательно необходимо вводить ограничения «сверху» и «снизу» на поиск цилиндровой гармоники. Алгоритм формирования ограничений очевиден: вычисляется в герцах минимальная и максимальная возможные цилиндровые частоты, исходя из частоты вращения КВ на номинальном режиме. Так, для дизельгенератора Sulzer 8AL25/30, работающего по нагрузочной характеристике, частота вращения поддерживается равной 750 rpm:

$$F_{q \text{ cyl}} = (750 / 60 * 8) / 2 = 50 \text{ Гц (см. рис. 2)}$$

С учетом максимально возможного кратковременного отклонения частоты не более $\pm 5\%$ на рис. 2 показаны ограничения для поиска цилиндровой гармоники.

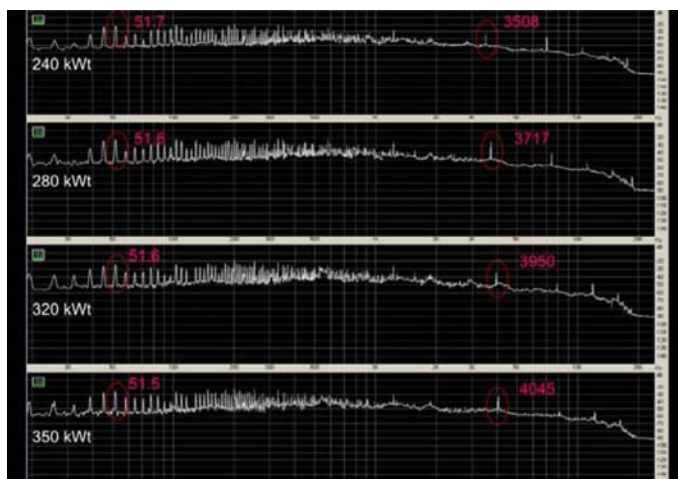


Рис. 2. Спектр звукового сигнала дизельгенератора СОД 8AL25/30 на нагрузочных режимах 240, 280, 320, 350 кВт

Испытания дизельгенератора были проведены на четырех нагрузочных режимах: 240, 280, 320 и 350 кВт. В спектре сигнала были определены цилиндровые и лопаточные гармоники, с последующим уточнением их амплитуды и частоты путем устранения эффекта «утечки» в дискретном преобразовании Фурье (ДПФ). В результате были построены графики зависимости частот вращения КВ и ГТН от нагрузки в исследованном диапазоне (табл. 1, рис. 3; $i_{cyl} = 8$, $i_{\text{лопаток ГТН}} = 20$).

$$\text{RPM}_{\text{(КВ)}} = 60 \cdot Fq(\omega) \cdot 2 / i_{cyl} \text{ (4-тактн.)}$$

$$\text{RPM}_{\text{(КВ)}} = 60 \cdot Fq(\omega) / i_{cyl} \text{ (2-тактн.)}$$

$$\text{RPM}_{\text{(КВ)}} = 60 \cdot Fq(\omega) / i_{\text{лопаток}}$$

Таблица. 1. Испытания дизель-генератора

N, кВт	Fq(ц)	RPM (КВ)	Fq(л)	RPM (ГТН)
240	51,7	775,5	3508	10524
280	51,6	774	3717	11151
320	51,6	774	3950	11850
350	51,5	772,5	4045	12135

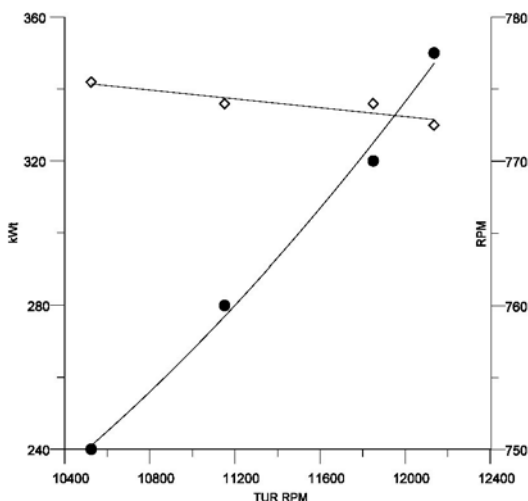


Рис. 3. Мощность 8AL25/30 и частота вращения КВ в зависимости от частоты вращения ГТН

Необходимо отметить, что статическая характеристика регулятора частоты вращения дизеля 8AL25/30 имеет наклон, который можно численно оценить. Это видно по уменьшающейся частоте

вращения при увеличении нагрузки генератора. Зависимость мощности от частоты вращения ГТН, в выбранном диапазоне нагрузок, слабо квадратичная и, можно сказать, почти линейная.

2. Устранение эффекта «утечки»

В процессе анализа дискретного спектра виброакустических сигналов для оценки их частотных и амплитудных характеристик приходится решать задачу устранения эффекта «утечки». Этот эффект является следствием конечности анализируемой временной реализации и ее дискретного представления через АЦП. В качестве примера на рис. 4 представлены амплитудные спектры одного и того же синусоидального сигнала ($A = 10000$ ед.) с целым (а) и не целым (б) числом отсчетов на один период сигнала.

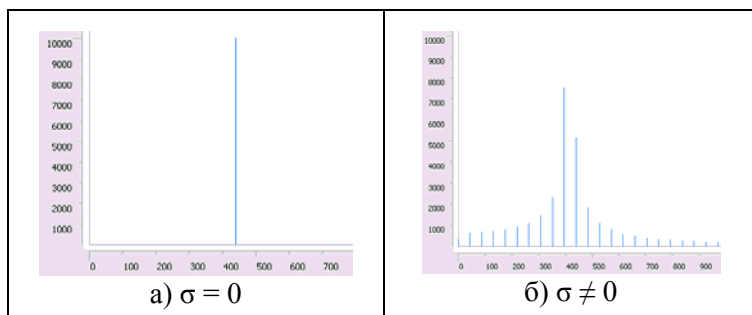


Рис. 4. Эффект утечки ДПФ

Эффект «утечки» или вытекания мощности из спектральных пиков на соседние спектральные линии считается одной из главных погрешностей дискретного преобразования Фурье. Если частоту сигнала представить в виде

$$\gamma = M/T,$$

где T – период сигнала,

$$M = n + \sigma,$$

где n — целое, а $0 < \sigma < 1$,

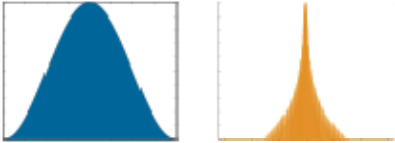
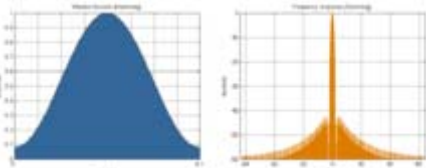
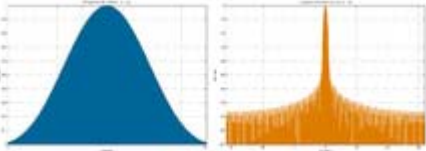
то максимальные искажения амплитуды, частоты и фазы центральной гармоники и утечка мощности в соседние будет наблюдаться при $\sigma = 0,5$ [6].

Таким образом, если анализировать параметры исходного сигнала по его спектру, т.е. по центральной гармонике, то полученные амплитуда, частота и фаза будут искажены в случае нецелого количества отсчетов сигнала на его период. На практике для дискретной

записи сигналов используют АЦП с выбранной и зафиксированной частотой дискретизации. Понятно, что число отсчетов на период никогда не будет целым, а значение σ будет меняться от 0 до 1 в зависимости от собственной частоты измеряемого сигнала, при этом будет меняться точность оценки параметров сигнала по центральной гармонике.

Для уменьшения эффекта «утечки» наиболее широкое распространение получил метод оконных преобразований. Суть метода проста: для уменьшения разрывов на краях ряда с целью ослабления утечки нужно уменьшить амплитуду сигнала возле краев. Такое масштабирование осуществляется в ходе умножения реализации на окно специальной формы $x_i^w = x_i \cdot W(i)$, например:

Таблица 2. Оконные функции, применяемые для уменьшения эффекта «утечки»

Окно Хемминга	$w(n) = 0.53836 - 0.46164 \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)$ 
Окно Ханнинга	$w(n) = 0.5 \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)\right)$ 
Окно Кайзера	$w(n) = \frac{ J_0(\beta \sqrt{1 - (\frac{2n-N+1}{N-1})^2}) }{ J_0(\beta) }$ 

В результате применения оконных функций спектр исходного сигнала может сильно исказиться, но при этом уменьшится зависимость амплитуды, частоты и фазы от значения σ . Это значит, что центральную

гармонику x_i^w можно использовать для приблизительной оценки параметров сигнала с некоторой постоянной погрешностью, которую можно учесть.

Точнее можно устранить эффект «утечки» численным методом, основанным на обработке комплексных результатов ДПФ. В [6] предложено уточнить частоту m , фазу φ , и амплитуду A исходного сигнала по значениям двух максимальных гармоник в спектре X_k, X_{k+1} . Для этого предлагается численно решить систему комплексных уравнений:

$$\begin{cases} |Z(m, \varphi)_k / Z(m, \varphi)_{k+1}| = |X_k / X_{k+1}| \\ \text{Arg}(Z(m, \varphi)_k) = \text{Arg}(X_k) \end{cases} \quad (1)$$

где параметры k -ой гармоники:

$$X_k = \text{Re}_k + j \text{Im}_k;$$

$$X_k = N A_k e^{j\varphi_k};$$

$$A_k = \frac{1}{N} \sqrt{\text{Re}_k^2 + \text{Im}_k^2};$$

$$\varphi_k = \arctg\left(\frac{\text{Im}_k}{\text{Re}_k}\right) = \text{Arg}(X_k).$$

Коэффициенты гармоник можно представить в виде: $X_k = (A_k / 2) Z(m, \varphi)_k$, где $Z(m, \varphi)_k$ — комплексная функция, не зависящая от амплитуды, но зависящая от частоты и фазы:

$$Z(m, \varphi)_k = e^{j\varphi} \frac{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}} - 1}{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}} - 1} + e^{-j\varphi} \frac{e^{\frac{-2\pi j(m+k)}{N}} - 1}{e^{\frac{-2\pi j(m+k)}{N}} - 1}.$$

Предлагаемую систему уравнений нужно решать в том случае, когда гармоники слева и справа от центральной не равны нулю (на практике больше заданной малой величины δ):

$$X_{k-1} > \delta, \quad X_{k+1} > \delta.$$

Если $X_{k-1} = 0, X_{k+1} = 0$, то эффект утечки отсутствует и частота, амплитуда и фаза центральной гармоники соответствуют параметрам измеряемого исходного сигнала. Для всех исследованных случаев требовалось не более пяти полных итераций для обеспечения заданной погрешности менее 0,5% по частоте и фазе.

Решение системы (1) не связано с выделением дополнительной памяти для хранения объемных массивов данных и расчетных коэф-

фициентов, как в случае с БПФ. В связи с этим алгоритм может быть запрограммирован на современном DSP.

Таким образом, метод определения частотных характеристик надувного судового двигателя имеет ряд преимуществ перед традиционным, предполагающим применение тахометров. В первую очередь это стоимость и простой способ инсталляции. Постоянный анализ спектра виброскорости/ускорения блока цилиндров двигателя и ГТН дает возможность анализировать техническое состояние двигателя. Точность определения частот КВ и ГТН выше точности применяемых на практике тахометров, особенно при определении частоты вращения ГТН. Это объясняется тем, что происходит измерение не самих частот вращения, а частот кратных количеству цилиндров или лопаток компрессора ГТН. Предлагаемый метод определения частотных характеристик может быть использован в составе системы непрерывного мониторинга и диагностики судового ДВС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Возницкий И.В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И.В. Возницкий – М. : В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.
2. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков: ХАИ, 2011. – № 10(87). – С. 197 – 202.
3. Варбанец Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский // *Двигатели внутреннего сгорания*. Научно-технический журнал. – Харьков, 2004. – № 2(5). – С. 138 – 141.
4. Осташенков В.Ф. Теплотехнические испытания судовых дизелей / В.Ф. Осташенков // М. : «Транспорт», 1967. – 247 с.
5. Варбанец Р.А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей (СОД) / Р.А. Варбанец // *Вісник Одеського національного морського університету*. – 2006. – № 18. – С. 134 – 141.
6. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Эноксон – М. : Мир, 1982. – 482 с.
7. Соломатин С.Я. Особенности вибрационного состояния центробежного компрессора при останове / С.Я. Соломатин,

- В.Н. Краевский, К.А. Кузьмин // НТИИ Компрессорная техника и пневматика. – Москва, 2012. – №1(2012). – С. 12 – 16.
8. RightMark Audio Analyzer [Электронный ресурс]. – Режим доступа: audio.rightmark.org.

УДК 621.181.29

Чимшир В.И., Лихогляд К.А., Данилян А.Г.
ОНМА

СОВРЕМЕННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ЗАМОРОЗКИ И ПЕРЕВОЗКИ СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ В РЕФКОНТЕЙНЕРАХ

Бурный рост мировых контейнерных перевозок скоропортящихся продовольственных грузов принимает глобальные масштабы. В большинстве своем — это интермодальные перевозки с разделением ответственности среди всех участников транспортного процесса. Что касается Украины, то перевозка скоропортящихся продуктов в рефконтейнерах носит транзитный характер с использованием наших контейнерных терминалов, практически не приспособленных для оперативного контроля и хранения скоропортящихся грузов в соответствии с международными требованиями.

Многие страны в настоящее время вынуждены в спешном порядке переходить на перевозки в рефконтейнерах, выводя из эксплуатации старые рефрижераторные суда. Дело в том, что по оценкам специалистов, мировой флот специализированных рефрижераторных судов в течение следующего десятилетия сократится на 50 %, поскольку контейнеризация скоропортящихся грузов трансформирует логистику рефрижераторного бизнеса.

Крупнейшая мировая компания Limarko, владеющая современным рефрижераторным флотом, уже не в состоянии обеспечить возрастающие требования для перевозки мяса и морепродукции. Имеющиеся суда постройки 90-х годов водоизмещением 8-9 тыс. тонн с максимальной скоростью хода 18 узлов и температурным режимом в трюмах +15/-25°C становятся низкорентабельными и не способными использовать современные технологии низкотемпературной заморозки мясной и рыбной продукции.

На сегодняшний день речь идет о несравнимых величинах: 720 специализированных судов суммарным объемом в 73 млн. метров кубических и контейнерные суда, предоставляющие возможность перевозки 701 млн. метров кубических скоропортящейся продукции — практически десятикратная разница. Кроме того, постройка специализированного рефрижераторного судна обходится намного дороже, чем изготовление рефрижераторных контейнеров [2].

Проблема заморозки, перевозки и хранения скоропортящейся продукции, сегодня обходится товаропроизводителю и покупателю

огромными неоправданными затратами. В результате на прилавках наших магазинов продается продукция некачественного содержания. Внешне это легко определить по товарному виду. Например, морепродукция на прилавках магазинов и рефхранилищах зачастую имеет высокий процент карамелизации продукта, а порой и активную колонию вредных для здоровья человека бактерий. Большая часть морепродукции, находящейся на прилавках Украинских магазинов, согласно Европейским нормам, непригодна к употреблению и подлежит утилизации. Это в определенной степени касается большинства торговых сетей стран всего постсоветского пространства [4].

Исходя из вышесказанного, **целью данного исследования** является разработка конструктивной модели современной системы быстрой заморозки скоропортящихся грузов для их последующей транспортировки.

На основе поставленной цели авторами, сделана попытка поэтапного ее разрешения: от погрузки, современной низкотемпературной (шоковой) заморозки продукции, транспортировки до прилавка магазина.

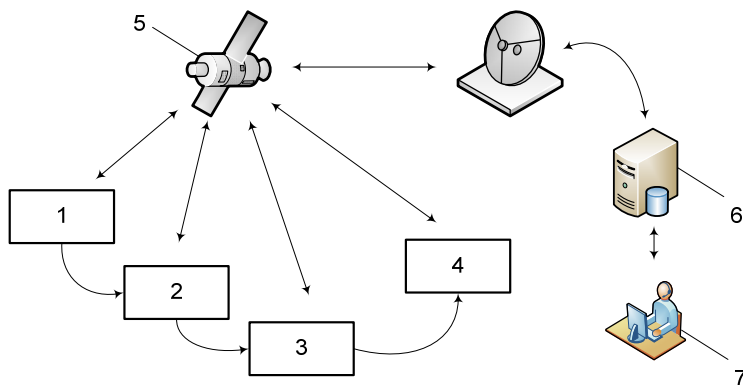


Рис. 1. Схема конструктивной модели современной системы управления процессами транспортировки скоропортящихся грузов

На схеме рис. 1 выделены семь основных элементов конструктивной модели:

- 1 – загрузка выловленного морепродукта и мяса в районе добычи и убоя;
- 2 – шоковая заморозка продукции в рефконтейнере (от -40° до -100°C);

- 3 – транспортировка рефконтейнера с заданной температурой (от -18° до -20°C);
- 4 – доставка рефконтейнера в конечный пункт назначения;
- 5 – GPS контроль рефконтейнера с постоянной регистрацией всех его параметров;
- 6 – сервер накопления и обработки данных;
- 7 – оператор контроля и оперативного управления процессами.

Новая комплексная технология охватывает весь цикл оборота продукции в рефконтейнерах, позволяет использовать низкотемпературную заморозку и отслеживать все этапы движения погруженного груза, а также и изменение всех параметров внутри контейнера в режиме реального времени. Ряд зарубежных компаний уже сегодня предлагает сервис по установке современных систем слежения, которые постоянно передают информацию на сервер, накапливая ее, обрабатывая и в виде отчета отправляя всем заинтересованным лицам данного процесса обо всех изменениях, происходящих с грузом. Кроме того, оператору, вне зависимости от его физического месторасположения, предоставлена возможность удаленного администрирования по внесению соответствующих изменений в температурные режимы хранения продукции.

На сегодняшний день, существующие рефконтейнеры различных конструкций не в состоянии обеспечить температурные режимы и условия хранения в соответствии с предлагаемой технологией. Проводимые изыскания в области низкотемпературной заморозки мясных и рыбных продуктов требуют создания технологического оборудования нового поколения с многокомпонентными смесями. Нужны рефконтейнеры, способные работать в режиме автоматизированной загрузки в местах добычи продукта с последующей шоковой заморозкой его в диапазоне от -40° до -100°C и дальнейшего поддержания температуры в пределах -18° – 20°C . К сожалению, таких контейнеров в настоящее время не существует.

Шоковая заморозка продукции — это основная составляющая предложенной новой комплексной технологии, способная установить высокий уровень качества товара. Эффект шоковой заморозки способствует сохранению до 97% начальных питательных и вкусовых свойств пищевого продукта при потере в массе не более 3%, против существующей технологии, где потери массы достигают до 18 % с высокой потерей вкусовых и питательных свойств, включая ухудшение внешнего вида продукции.

Основным компонентом сырья и готовой продукции является вода. Её содержание в растительных продуктах колеблется от 80% до 95%, и от 50% до 78% в животных. Вода находится в свободном и связанном состояниях в разных компонентах продукта, располагаясь в межклеточном пространстве, соприкасаясь со стенками клетки проницаемыми мембранами. Воздействуя холодом на продукт, вода начинает менять свое агрегатное состояние и при этом начинает свое движение под воздействием теплофизических изменений и осмотического давления, зависящего от плотности жидкости. Охлаждение поверхностных слоев сопровождается предкристаллизацией, которая происходит в глубинных слоях, приближенных к центру. Дальнейшее низкотемпературное хранение продукта приводит к испарению замерзшей воды с его поверхности. Каждый из этих процессов сопровождается своим эндотермическим тепловым эффектом. На рисунке 2 можно наглядно увидеть динамику теплофизических процессов.

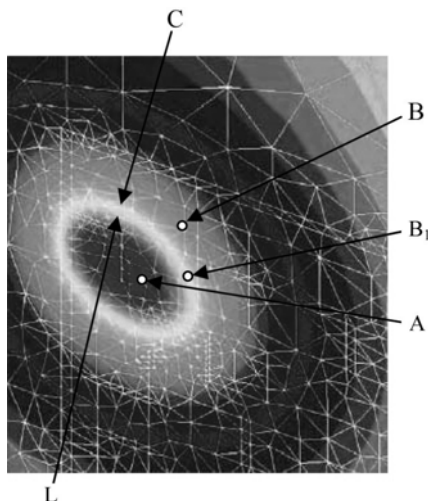


Рис. 2. Динамика теплофизических процессов замораживания

Представим, что продукт имеет сферическую форму. Центр продукта – точка A . Точка B – центр кристаллизации и одиночные первичные кристаллы воды, возникающие на начальной стадии охлаждения поверхности B_1 (поверхности раздела фаз – вода жидкая – вода твердая кристаллическая). Со временем дискретные растущие кристаллы B - B_1 создают перемещающийся к центру фронт раздела

фаз C , вектор скорости перемещения – S ; из глубинных слоев к твердой ледообразование поверхности – C перемещается жидкая вода (вектор скорости – L) до полного ее замерзания.

Современная технология заморозки (шоковая заморозка) осуществляется при температурах от $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Техническое обеспечение такого процесса предусматривает ускоренное движение хладоносителя и воздуха с интенсивным обдувом продукта. Шоковая заморозка обеспечивает мелкоструктурную кристаллизацию (мелкоигольчатые кристаллы) с высокой степенью однородности по размеру и заполнению всего объема продукта. Продукты, прошедшие быструю низкотемпературную обработку, имеют полное отсутствие болезнетворных колоний микроорганизмов. Таким образом, шоковая заморозка повышает уровень бактериологической чистоты пищевого продукта.

Продолжительность заморозки является одной из важнейших составляющих технологического процесса и влияет на показатели качества продукции. На практике, время продолжительности заморозки разбивается на три этапа, которые упрощено могут быть описаны аналитическими формулами, предложенными в работе [1]:

$$\tau_1 = \frac{\rho_0 r_0 c_0}{2\alpha} \ln \frac{t_n - t_{cp}}{t_{kp} - t_{cp}}; \quad (1)$$

$$\tau_2 = \frac{\rho_0 g_l \omega \cdot r_{\text{л}} r_0^2}{4\lambda (t_{kp} - t_{cp})} \left(1 + 2 \frac{\lambda}{\alpha \cdot r_0} \right); \quad (2)$$

$$\tau_3 = \frac{r_0^2}{\mu_1 \alpha} \ln \frac{A_1 (t_{kp} - t_{cp})}{t_{\text{кон}} - t_{cp}}; \quad (3)$$

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3,$$

где A_1 — коэффициент конвективной теплоотдачи при испарении влаги с поверхности, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{K}$; μ_1 — динамический коэффициент вязкости, $\text{Нс}/\text{м}^2$; r_0 — радиус цилиндра (рыба взята из расчета цилиндра), м^3 ; $r_{\text{л}}$ — удельная теплота кристаллизации воды, $\text{Дж}/\text{кг}$; $t_{\text{кр}}$, $t_{\text{н}}$, $t_{\text{кон}}$, $t_{\text{ср}}$ — криоскопическая, начальная, конечная температуры и температура среды $^{\circ}\text{C}$; C_0 — удельная теплоемкость свежей рыбы, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; ρ_0 — плотность цилиндра свежей рыбы, $\text{кг}/\text{м}^3$; ω — количество вымороженной воды; λ — коэффициент теплопроводности продуктов, при средней конечной температуре замораживания,

Вт/(м²·К). Причем, A_1 , μ_1 — коэффициенты, которые выбираются в зависимости от значения B_i :

$$B_i = \frac{ah}{\lambda}, \quad (4)$$

где a — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); h — наименьшее расстояние от поверхности замораживания до средней точки замораживаемого тела.

Количество вымороженной воды при замораживании можно определить по формуле [6].

$$\omega = \left(1 - b \frac{1 - W}{W}\right) \left(1 - \frac{t_{кр}}{t_{cp}}\right), \quad (5)$$

где b — содержание прочно связанной воды на единицу массы сухого вещества, кг/кг; W — начальное содержание влаги в продукте.

Из рисунков 3 и 4 наглядно видно, что скорость и время замораживания начинают резко изменяться при снижении температуры воздуха до -70°C и увеличении его скорости до 5 м/с.

Проведенные эксперименты показывают хорошие результаты интенсивной заморозки, а именно, полученные данные пределов скорости потока воздуха при шоковой заморозке говорят о недопустимости скорости потока воздуха свыше 10 м/с, т.к. ведут к разрыву тканей замораживаемой рыбы. Причина этого явления связана с резким увеличением осмотического давления способствующего быстрому разрастанию кристалов льда (рис. 4.).

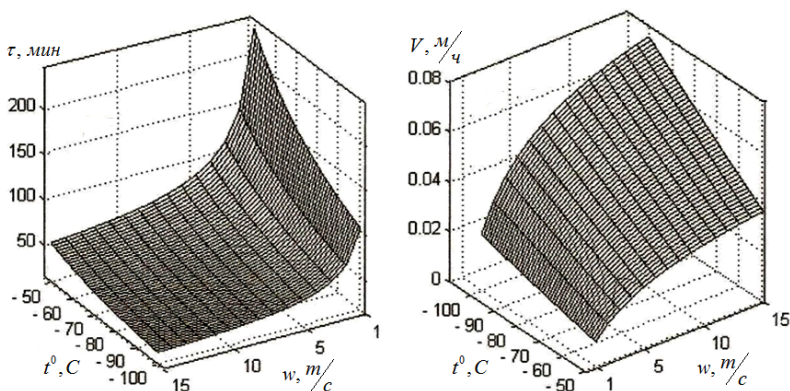


Рис. 3. Зависимость времени и скорости замораживания от температуры и скорости низкотемпературного воздуха для рыбы

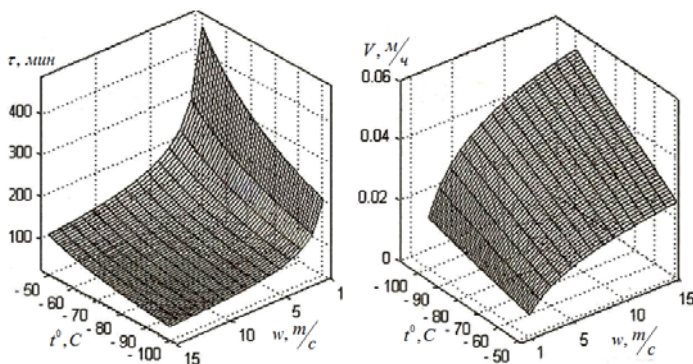


Рис. 4. Зависимость времени и скорости замораживания от температуры и скорости низкотемпературного воздуха для мяса

Для шоковой заморозки мяса можно применять скорость обдува воздуха до 15 м/с, исходя из прочностных показателей мясной ткани в сравнении с тканью рыбы.

Таким образом, однозначно можно утверждать, что понижение температуры замораживания и увеличение скорости движения воздуха непосредственно влияет на качество процесса замораживания. Полученные нами некоторые теоретические обоснования нашли практическое подтверждение в работе [3], где по оценкам Яблоненко Л.А. и Жильцова В.В. лучшими параметрами, при имеющемся сегодня оборудовании, можно считать $t = -30^\circ C$ и $v = 9,4$ м/с.

Однако понижение температуры от -50 до $-100^\circ C$ потребует использования двухступенчатых компрессоров или установок с каскадным циклом.

Описанные в работе [1] испытания раскрыли возможность использования многокомпонентных рабочих тел — смесевых хладагентов с использованием одноступенчатого компрессора.

Рассмотрим следующую схему системы быстрого замораживания с одноступенчатым компрессором, работающим со смесевыми хладагентами (рис. 5). В данную систему включены три теплообменника с использованием смесевого хладагента: $Ar(0,5\%)-R14(37,5\%)-R23(36\%)-R134a(8,5\%)-R123(17,5\%)$.

По ряду предварительных расчетов, в установке может быть успешно использован компрессор фирмы “Bitzer”, а именно, подобран одноступенчатый компрессор “Bitzer” 4 CC- 9,2 Y со следующими основными техническими характеристиками: максимальная

потребляемая мощностью 14,73 кВт; объемная производительность (1450 об/м 50Гц) 32.48 м³/h; макс. давления (LP/HP) 19/28 бар.

Для получения минимальных затрат в производстве рефконтейнера шоковой заморозки, предлагается использовать уже имеющиеся 40-футовые контейнеры, которые целесообразно оснастить новыми установками с пятикомпонентной смесью и системой загрузки и воздухообдува замораживаемой продукции.

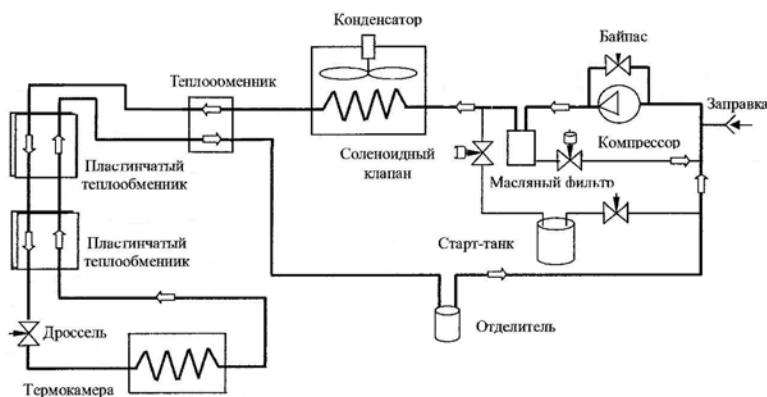


Рис. 5. Принципиальная схема системы быстрого замораживания с одноступенчатым компрессором, работающим на смесевом хладагенте

На рис. 6 наглядно виден процесс замораживания продукции на полках подвижного лотка рефконтейнера.

Два вентилятора тоннельного типа по 1 кВт с диаметром лопастей 0,42 м и частотой вращения 3750 об/мин. способны обеспечить технологический режим быстрой заморозки, подавая воздух через щелевые сопла на полки лотка с последующим его забором во всасывающую полость (тоннель) вентиляторов.

Скорость воздушного потока, направленного на поверхность замораживаемой продукции, с достаточно высокой степенью точности (0,02%) измеряется электронным анемометром ЭА-70, и характеризуется подачей потока и его статическим давлением. В нашем случае, при меняющейся скорости потока, зависимость этих величин может быть определена из графика (рис. 7) [5].

Вентилятор воздушного конденсатора установки представлен следующими основными техническими характеристиками: диаметр лопастей 0,5 м; мощность электромотора — 1 кВт; частота вращения 1750 об/мин. Расчет конденсаторов (два пластинчатых, один труб-

ный), производится по существующей методике для теплообменных аппаратов с использованием вводимых параметров теплосъема.

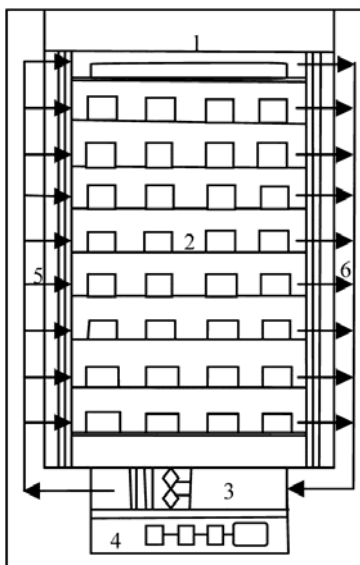


Рис. 6. Схема переоборудованного рефконтейнера: 1 — дверь контейнера; 2 — подвижной грузовой лоток на салазках; 3 — воздуходувка тоннельного типа с испарителем; 4 — холодильный агрегат; 5 — вход воздуха на полки лотка; 6 — выход воздуха из камеры

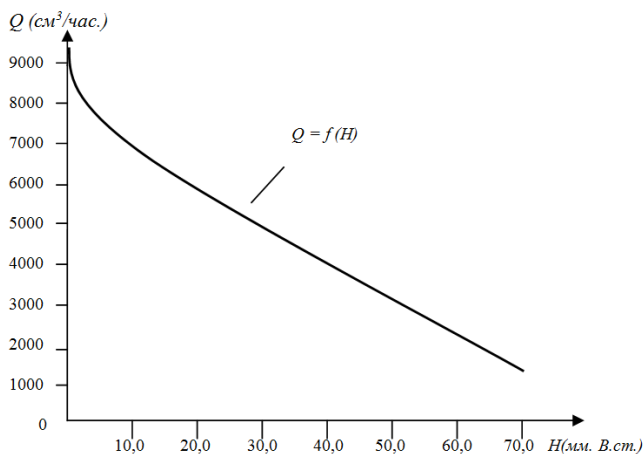


Рис. 7. График зависимости подачи и давления воздушного потока в воздуховодах (тоннелях) рефконтейнера

Достаточно сложным элементом в подготовке транспортного процесса на основе предложенной технологии остается расчет логистики погрузки, заморозки и транспортировки в рефконтейнерах выловленной рыбопродукции в различных точках Мирового океана. Что касается мясной продукции, применение данной технологии возможно в ближайшее время, и способствуют этому растущие требования к качеству транспортируемых продуктов питания со стороны различных контрольно-ревизионных организаций, одной из которых является Всемирная торговая организация.

Выводы. Разработана конструктивная модель современной системы быстрой заморозки рыбы и мяса для их последующей транспортировки в рефконтейнерах. Для комплектации рефконтейнера предложена система быстрого замораживания с одноступенчатым компрессором, работающим на смесевом хладагенте. Подобран хладагент, отвечающий требованиям безопасности с возможностью использования его в условиях транспортировки морским транспортом. Предложена конструктивная схема рефконтейнера.

Наряду с очевидными преимуществами, данная установка не лишена недостатков, например, смесь хладагентов подвержена селективной потере какого-либо компонента из-за утечки, вызванной негерметичностью холодильной системы, что сказывается на качестве энергетических характеристик оборудования.

Тем не менее, эффективность данного предложения очевидна и исчисляется многомиллиардными прибылями. Таким образом, при внедрении современной системы быстрой заморозки скоропортящихся грузов можно ожидать следующие положительные результаты:

- значительное повышение качества продукции;
- улучшение товарного вида продукции;
- значительное снижение операций по перевалке продукции (судно – склад – контейнер – магазин);
- сокращение времени доставки продукции;
- полное исключение хранения продукции в специализированных хранилищах (береговые холодильники) и др.

Дальнейшие исследования будут направлены на раскрытие возможностей использования многокомпонентных хладагентов с высокой степенью экологической безопасности и их способностью работать на низкотемпературных режимах в условиях морских перевозок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Данг В.Л. Разработка высокоэффективной низкотемпературной системы для быстрой заморозки рыбопродуктов: автореф. дис. к-та тех. наук: 05.04.03 / В.Л. Данг; [Национальный исследовательский университет МЭИ]. – М., 2011. – 20 с.
2. Шевченко М.И. Горячие времена для холодильников // Порты Украины. – 2011. – № 8. – С. 27-30.
3. Яблоненко Л.А. Влияние различных температурных режимов на продолжительность процесса замораживания и качество мясного сырья / Л.А. Яблоненко, В.В. Жильцова // Фундаментальные исследования. – 2007. – № 2. – С. 35-36
4. Алямовский, И.Г. Теплофизические характеристики пищевых продуктов при замораживании / И.Г. Алямовский // Холодильная техника. – 1968. – № 5. – С. 31–34.
5. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т.В. Морозюк. – Одесса: Негоциант, 2006. – 764 с.
6. Куцакова, В.Е. Консервирование пищевых продуктов холодом (Теплофизические основы) / В.Е. Куцакова, В.И. Филиппов, С.В. Фролов. – СПб., 1996. – 211с.

УДК 621.436

Кисарова А.И.
НУК

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МОД В РАМКАХ ОГРАНИЧИТЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Постановка проблемы. На морских транспортных судах в качестве главного двигателя (ГД) чаще всего используются малооборотные двигатели (МОД), обеспечивающие благодаря прямой передаче мощности на движитель и наивысшей топливной эффективности низкую себестоимость морских перевозок. ГД работает с переменными нагрузками, что связано с изменением условий плавания судна из-за погодных условий, обрастания и коррозии корпуса судна и гребного винта (ГВ). Его нагрузка также зависит от характера рейса — хода в балласте или в полном грузу. Ухудшение гидрометеорологических условий мореплавания, увеличение шероховатости подводной части судна при постоянстве скорости хода вызывают рост тепловых и механических нагрузок в двигателе. Для защиты ГД от возможных перегрузок определяются ограничительные характеристики, которые очерчивают зону допустимых режимов работы двигателя.

В подавляющем большинстве случаев рейс транспортного судна предусматривает постоянную контрактную скорость хода. Режим работы двигателя, являющегося наиболее важным элементом импульсивного комплекса, зависит от ГВ, который вращается с частотой, необходимой для поддержания контрактной скорости.

Любой режим работы двигателя предопределяется частотой вращения ГВ и подводимой к ГВ мощностью. В зависимости от состояния подводной части судна и окружающей среды при одной и той же скорости хода винт может нагрузить двигатель так, что параметры ГД выйдут за ограничительные характеристики. В случае превышения допустимых пределов работа дизеля недопустима. Обычно при эксплуатации защищают ГД от перегрузок, однако в последнее время, с появлением на судах системы автоматизированного «воздушного змея» немецкой фирмы «SkySails» [7, 8] необходимо считаться с возможной недогрузкой двигателя. Обеспечивая движение судна совместно с ГВ, воздушный змей снижает его упор, а следовательно, при постоянной скорости хода судна снижаются частота вращения и мощность ГД.

Для решения оптимизационных задач по минимизации рейсовых расходов топлива на стадии проектирования СЭУ необходима математическая модель, позволяющая определять допустимые режимы работы МОД. Ограничительные характеристики двигателя в ней предпочтительно представлять в аналитическом виде.

Следовательно, **актуальным** является создание расчетного алгоритма функционирования двигателя с учетом ограничительных характеристик и возможности контроля его рабочих параметров.

Анализ последних исследований и публикаций. Информацию, касающуюся ограничительных характеристик, можно найти во многих литературных источниках по дизелям, а также в проектных руководствах, предоставляемых фирмами-разработчиками судовых двигателей. Она ориентирована на обеспечение надежной работы двигателей и содержит наиболее общие ниже приведенные сведения по их ограничительным характеристикам.

По данным корпорации MAN Diesel & Turbo [1], современные МОД могут эксплуатироваться при следующих ограничениях. В режиме перегрузки их работа допускается не более 1 часа с перерывом на 12 часов. При этом ограничения по максимальной мощности МОД составляют 10 % от спецификационной. При контроле впрыска топлива во всем диапазоне мощностей устойчивая работа двигателя обеспечивается при снижении примерно до 15 % от частоты вращения в точке L_1 . Ограничение по максимальной частоте вращения для МОД не превышает 105 % от спецификационной частоты вращения в обычных условиях эксплуатации и 107 % в условиях ходовых испытаний. Тем не менее, при необходимости возможно увеличение значения максимального ограничения до 105 % или 107 % от номинальной частоты вращения, но только если это позволяют условия крутильных колебаний.

Цель статьи – разработка алгоритма, позволяющего определять рабочие параметры двигателя в составе пропульсивного комплекса в рамках ограничительных характеристик.

Изложение основного материала. Смоделируем ситуацию, когда в процессе эксплуатации судна судоводитель, руководствуясь договором на транспортировку грузов, задает плановую коммерческую скорость хода. Для обеспечения этой скорости на судне с определенными техническим состоянием и погодными условиями устанавливается частота вращения ГВ и соответствующая ей мощность ГД. После этого определяется рабочая точка МОД в зоне его

допустимой длительной работы. В случае, если последняя выходит из этой зоны, требуется формальная процедура по определению новых значений частоты и потребляемой мощности для возвращения ее в область рабочих характеристик двигателя.

Как известно, ограничительные характеристики определяются таким образом, чтобы при работе двигателя на всех эксплуатационных режимах обеспечивалось не превышение тепловой и механической напряженности деталей и узлов МОД. Все режимы, лежащие вне зоны ограничительных характеристик, не могут быть использованы в последующих расчетах, поскольку эксплуатация двигателя на этих режимах исключается [3, 6, 8].

Рассмотрим особенности функционирования широко распространенных на транспортных судах МОД фирмы MAN Diesel & Turbo. Фирма-разработчик предоставляет проектные руководства для своих двигателей, которые размещены на ее сайте [2], где можно ознакомиться с информацией для каждого МОД.

Построение ограничительных характеристик возможно при наличии поля для выбора рабочих параметров МОД при проектировании пропульсивного комплекса, его спецификационной мощности и положения точки настройки (matching point).

Поля для выбора рабочих параметров двигателей (с номинальной мощностью в точке L_1 и остальными мощностями в точках L_2 , L_3 , L_4), ограниченные линиями постоянного среднего эффективного давления и постоянной частоты вращения, также приводятся в проектных руководствах. В процессе проектирования СЭУ принимается спецификационная мощность, задаются координаты точки настройки и на поле наносятся ограничительные линии для определения возможных в эксплуатации режимов работы [6]. В качестве ограничительной характеристики для МОД их разработчик предписывает ломаную линию, состоящую из линий, положение которых предопределяет предельные воздействия на элементы двигателя [6]. Согласно предписаниям корпорации MAN Diesel & Turbo построение ограничительных характеристик осуществляется следующим образом: через точку настройки проводится линия винтовой характеристики, описываемая степенной функцией с показателем степени, равным трем, до линии спецификационной мощности. Точка их пересечения, определяющая частоту вращения МОД, является исходной точкой нагрузочной диаграммы, от которой строятся части ломаной линии. С целью формализации процедуры построения нагру-

Мощность подводится к винту от двигателя через валопровод, в котором имеют место потери. Следовательно, мощность ГД

$$N_{\text{ГД}} = \frac{N_{\text{В}}}{\eta},$$

где $N_{\text{В}}$ – мощность, подведенная к винту, кВт; η – КПД передачи.

Мощность $N_{\text{В}}$ для многих оптимизационных задач судовой энергетики может быть представлена в виде степенной зависимости

$$N_{\text{В}} = \eta c_j n^b,$$

где c_j — значение коэффициента j -й винтовой характеристики двигателя; j — номер этой характеристики (см., например, рис. 1); n — частота вращения гребного винта, мин^{-1} ; b — показатель степени винтовой характеристики двигателя.

Значения коэффициентов c_j и b для каждой j -й винтовой характеристики рассчитываются следующим образом: при двух разных скоростях хода судна определяется сопротивление движению, затем частота вращения ГВ и мощность ГД. Из соответствующей системы уравнений находятся искомые коэффициенты.

В реальных условиях эксплуатации показатель степени b для каждой винтовой характеристики двигателя является различным, зависящим от многих факторов. Чаще всего его величина достаточно близка к 3. Поэтому в расчетах, как и в соответствующих проектных руководствах корпорации MAN Diesel & Turbo, принято $b = 3$.

При изменении условий эксплуатации, под влиянием внешних факторов, воздействующих на работу ГВ, винтовая характеристика двигателя меняет свое положение [5]. На рис. 1 штриховыми линиями показаны расчетные винтовые характеристики МОД, соответствующие разным условиям.

При работе ГД на швартовном режиме винт становится наиболее гидродинамически тяжелым, а винтовая характеристика двигателя наиболее крутой и лежит в крайнем левом положении в координатах «мощность-частота». Рассчитывалась швартовая винтовая характеристика двигателя при условии, когда КПД винта равен нулю. При работе на швартовых двигатель развивает предельный крутящий момент при частоте вращения гораздо меньше спецификационной, а его мощность, согласно рис. 1, соответствует примерно 54 % от спецификационной. На этом рисунке винтовая характеристика двигателя на швартовном режиме – это линия 12.

Разработчиками современных судовых МОД используется понятие «штормовая винтовая характеристика двигателя», когда из-за обрастания корпуса судна и ухудшения погоды наступают такие тяжелые условия эксплуатации, дальнейшее ухудшение которых обуславливает форс-мажорные обстоятельства. Согласно предварительным расчетам для судна типа «Дмитрий Медведев» этим условиям соответствует сопротивление движению на 47 % больше буксировочного сопротивления. Расчетная штормовая винтовая характеристика двигателя (линия 2' на рис. 1) лежит гораздо ниже швартовой. Коэффициент $c_{2'}$ для нее составляет $50,45 \cdot 10^{-4}$. Следующей справа располагается винтовая характеристика двигателя для судна с обросшим корпусом, но при «тихой» погоде, когда сопротивление движению на 28 % больше буксировочного; это кривая 2 и для нее $c_2 = 49,16 \cdot 10^{-4}$. Этим двум характеристикам (2' и 2) соответствует судно в полном грузу.

Правее лежит винтовая характеристика двигателя для гидродинамически легкого винта при чистом свежеокрашенном корпусе, тихой погоде; судно находится в балласте. Это кривая 6 с коэффициентом $c_6 = 44,79 \cdot 10^{-4}$.

На рис. 1 кривая 11 — это расчетная винтовая характеристика двигателя для судна в полном грузу, с воздушным змеем, чистым свежеокрашенным корпусом; попутный ветер и волнение; воздушный змей развивает тягу, равную 30 % [9, 10] от буксировочного сопротивления. Для этой кривой $c_{11} = 21,52 \cdot 10^{-4}$.

Область между линиями 12 и 2' определяет возможные режимы работы МОД при резком увеличении сопротивления движению судна, при его разгоне и др.

Зона длительной, неограниченной во времени, работы современного МОД находится между линиями 7-3-8-4-5-7 (см. рис. 1), которые построены согласно проектным руководствам корпорации MAN Diesel & Turbo. Линия 7 ограничивает работу МОД по тепловой напряженности. Она лежит на линии 10 — линии спецификационной мощности двигателя. Линия 3 ограничивает работу МОД по максимально допустимой частоте вращения, которая в данном случае составляет 105 % от спецификационной частоты. Линия 8 — это ограничительная характеристика по минимально допустимой мощности МОД. Для двигателей серии ME с электронным управлением ограничения по минимальной мощности двигателя устанавливаются автоматически таким образом, чтобы во всем диапазоне частот вра-

щения без ограничений во времени двигатель был нагружен не менее, чем на 10...15 % от номинальной мощности, т.е. мощности в точке L_1 [3]; принято $N_{ГД8} = N_{\min} = 0,13N_{L1}$.

Кривая 4 представляет собой предел, ограничивающий максимальное сочетание крутящего момента и частоты вращения, при котором обеспечивается достаточное для сгорания топлива воздухо-снабжение. Для широкого диапазона частоты вращения коленвала она может быть описана квадратичным уравнением

$$N_{ГД4} = k_4 n^2 + l_4 n + m_4,$$

где k_4 , l_4 и m_4 — коэффициенты, определяемые для каждого двигателя, исходя из рекомендаций разработчика МОД в соответствии с положением точки настройки.

Предел, связанный с ограничением среднего эффективного давления двигателя, изображен на рис. 1 линией 5, которая описывается линейной зависимостью

$$N_{ГД5} = k_5 n + l_5,$$

где k_5 , l_5 — коэффициенты, определяемые аналогично коэффициентам предыдущего уравнения.

При работе двигателя в режиме малых нагрузок требуется его устойчивая работа при минимальной частоте вращения $n_{\min}$, при которой не произойдет непредусмотренной остановки МОД при неблагоприятных условиях протекания рабочего процесса, а также при которой еще возможно управление движением судна на малых скоростях [9]. Согласно [7] $n_{\min}$ для МОД не должна превышать 30 % от спецификационной частоты вращения, а продолжительность непрерывной работы двигателя при такой частоте вращения не должна превышать 4 часов (линия 9 на рис. 1).

Каждой винтовой характеристике МОД соответствует своя зависимость скорости хода судна от частоты вращения гребного винта. На рис. 2 верхняя часть рисунка, включающая зависимость мощности от частоты вращения, ограничительные и винтовые характеристики двигателя перенесены с рис. 1. Нумерация винтовых характеристик соответствует рис. 1. В нижней части этого рисунка представлены зависимости скорости хода судна от частоты вращения МОД, которые для рассматриваемого диапазона частот описываются практически линейными зависимостями.

На рис. 2, проиллюстрирована ситуация, когда для поддержания заданной постоянной скорости хода $v_{s1} = 14$ уз при переходе на дру-

гую винтовую характеристику изменяется частота вращения двигателя. При переходе с винтовой характеристики b (условия приемо-сдаточных испытаний, судно в балласте) на винтовую характеристику $2'$ (жесткие погодные условия, обросший корпус, судно в полном грузу) частота вращения изменится на $16,5 \text{ мин}^{-1}$. При этом расчетная частота вращения выходит за рамки ограничительных характеристик, следовательно ее при моделировании надо вернуть на пересечение ограничительной линии с винтовой характеристикой $2'$. При этом скорость снизится на $0,3 \text{ уз}$ и составит $v_{s2} = 13,7 \text{ уз}$. Для судна в балласте и условиях приемо-сдаточных испытаний при $v_{s1} = 14 \text{ уз}$ понадобится частота вращения МОД $n_1 = 111,5 \text{ мин}^{-1}$ и его мощность $N_{e3} = 6210 \text{ кВт}$. Наличие нагрузочной диаграммы (ограничительных линий) на этом рисунке позволяет определять максимальные скорости хода судна при различных условиях эксплуатации при допустимых нагрузках двигателя без ограничений во времени.

Согласно выше приведенным уравнениям была построена система аналитических зависимостей для ограничительных характеристик. При моделировании эксплуатационных ситуаций требуемые винтом значения мощности и частоты вращения сравнивались с характеристиками МОД на их соответствие. В процессе расчетов проводится процедура «попадания точки внутрь поля». Для этого зона работы двигателя, изображенная на рис. 1, разбивается на 5 частей:

- I** — зона частоты вращения, меньше минимально допустимой;
- II** — зона частоты вращения, соответствующая ограничению по крутящему моменту и воздухообеспечению;
- III** — зона частоты вращения, соответствующая ограничению по среднему эффективному давлению;
- IV** — зона частоты вращения, соответствующая спецификационной мощности;
- V** — зона частоты вращения, больше максимально допустимой.

Вначале определяется, в какую из этих зон попадает расчетная точка, а затем проверяется, находится ли она в поле внутри каждой зоны. Если да, то расчет продолжается, а если точка выходит за зону ограничений, то происходит ее пересчет до тех пор, пока она не попадет в поле ограничений. Если точка выпадает из поля существующих зон, происходит расчет новой частоты вращения и мощности, до тех пор, пока точка, в зависимости от условий, двигаясь вверх или вниз по винтовой характеристике двигателя, не попадет на ее пересечение с ближайшей линией ограничительной характеристики. Эту

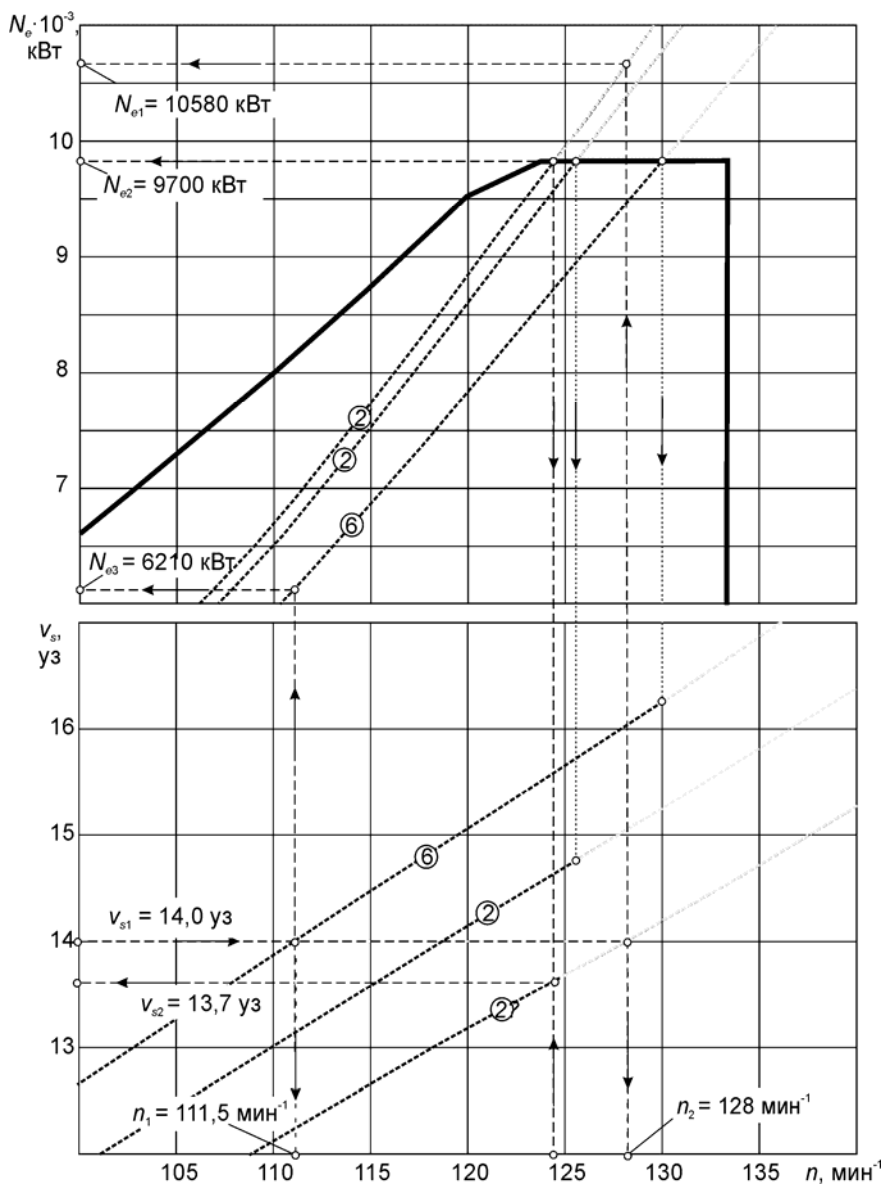


Рис. 2. Зависимости скорости хода танкера типа «Дмитрий Медведев» v_s и мощности двигателя 7S50ME-C7 N_e от его частоты вращения

точку для надежности желательно размещать не на пересечении линий винтовой и ограничительной характеристик, а с запасом в 0,5 –

1 %, чтобы наверняка попасть в область допустимых режимов работы МОД.

На рис. 3 изображена блок-схема расчетного алгоритма функционирования МОД в рамках ограничительных характеристик.

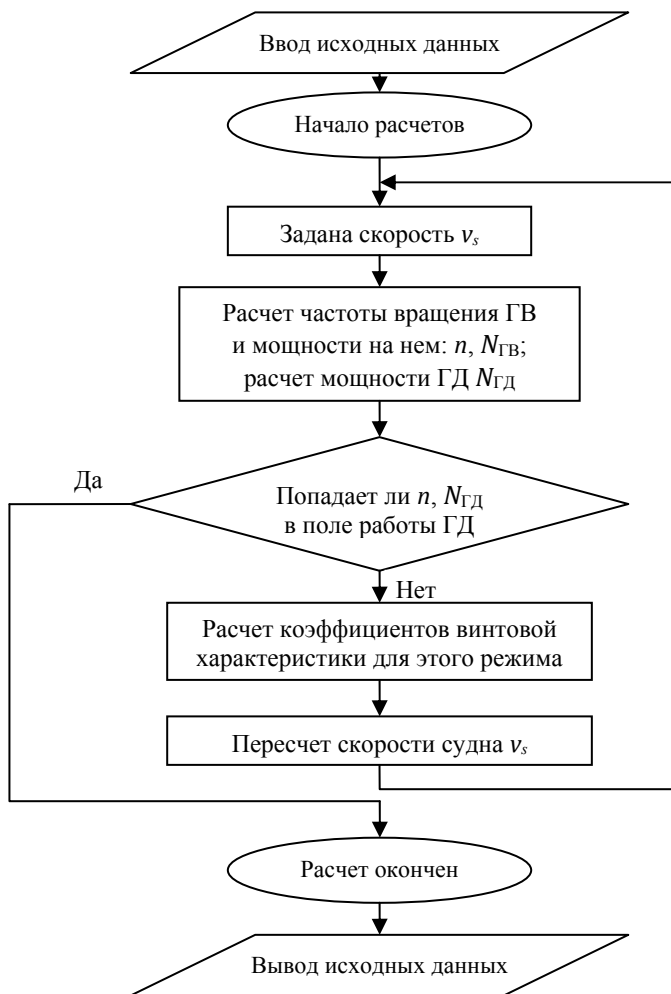


Рис. 3. Блок-схема расчетного алгоритма функционирования МОД в рамках ограничительных характеристик

Названия блоков на схеме соответствуют их назначению. В блоке «ввод исходных данных» вводятся следующие величины: скорость хода судна, скорость ветра, высота волн трехпроцентной обес-

печенности, угол направления волнения, основные размерения судна и т.д. А в блоке «вывод результатов» выводятся мощность ГД и его частота вращения, скорость хода судна.

Выводы. Создан формализованный алгоритм, в котором кривые, очерчивающие область допустимой работы двигателя, представляются в аналитическом виде при помощи соответствующих уравнений. Это позволяет моделировать работу двигателя в составе пропульсивного комплекса с прямой передачей мощности на винт при различных условиях эксплуатации, а также решать оптимизационные задачи судовой энергетики, когда в качестве критерия сравнительной эффективности выступают рейсовые расходы топлива.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. MAN Diesel & Turbo [Electronic resource] // MAN Diesel & Turbo 2012.–Режим доступа: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/198699352.pdf
2. MAN Diesel & Turbo [Electronic resource] // © MAN Diesel & Turbo 2011.–Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com/0000002/Home.html>.
3. Возницкий, И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2 [Текст] / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. – М.: Моркнига, 2008. – 470 с.
4. Морские наливные транспортные суда [Текст] : Каталог. — Л. : Транспорт, 1987. — 192 с.
5. Пахомов, Ю. А. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания. Учебник [Текст] / Ю. А. Пахомов. – М.: ТрансЛит, 2007 год. – 528 с.
6. Проектирование пропульсивных установок судов с прямой передачей мощности на винт: учеб. пособие для студентов вузов [Текст] / В. П. Шостак, В. И. Гершаник, В. П. Кот, Н. С. Бондаренко; под ред. В. П. Шостака. – Николаев: УГМТУ, 2003. – 500 с.
7. Самсонов, В. И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Учебник для высш. учеб. заведений. / В. И. Самсонов, Н. И. Худов. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
8. Фомин, Ю. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник [Текст] / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
9. Elsner, R. Simulating possible Savings of the SkySails-System on International Merchant Ship Fleets. [Text] / Elsner, R., Schlaak,

- M., Kreutzer, R. : Trans RINA, Vol 151, Part A4, Intl J Maritime Eng, Oct-Dec 2009. – S. 25-37.
10. Testergebnisse des SkySails – Systems [Text] / S. Aschenbeck, T. Lenger, W. Szczesny, R. Kreutzer, M. Schlaak : In: Schiffbau & Schiffstechnik, Heft 1, 1/2009. — S. 36–40.

УДК 629.12

Завьялов А.А., Небеснов В.В.
ОНМА

РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПРОПУЛЬСИВНОЙ УСТАНОВКИ СУДНА В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННОГО ФАРВАТЕРА

В статье [1] рассматривалась работа пропульсивной установки судна в условиях мелководья. Кроме мелководья на величину увеличения сопротивления движению судна весьма существенное влияние оказывает также ширина судового хода. При движении в узкостях и каналах характер изменения сопротивления корпуса судна практически аналогичен движению на мелководье, только проявляется в более резком повышении сопротивления. В зависимости от ширины фарватера и формы канала появляется дополнительная критическая скорость по величине менее, чем на мелководье. При этом соответственно резко возрастает составляющая волнового сопротивления, происходит посадка корпуса судна с дифферентом на корму, что может привести к опасности касания днища судна дна канала.

На практике движение судов в каналах производится только при докритических скоростях. Это объясняется как экономическими соображениями, так и необходимостью предотвращения ударов судна о дно канала вследствие динамической просадки, разрушения дна и откосов канала под воздействием встречного потока и судовых волн. Из этих соображений максимальные скорости движения судов по каналу жестко регламентируются соответствующими правилами [2].

Увеличение сопротивления движению корпуса судна в условиях ограниченного судового хода по глубине и ширине приводит к утяжелению гребного винта и соответствующему изменению нагрузочного режима работы главного двигателя. Для недопущения возможной перегрузки главного двигателя в этих условиях плавания необходимо установить режим его работы таким образом, чтобы избежать как механической, так и тепловой напряженности в деталях двигателя, используя для этой цели соответствующие ограничительные характеристики, рекомендованные дизелестроительным заводом. На ходовой паспортной диаграмме судна обычно наносятся эти ограничительные характеристики, привязанные к скорости движения судна V (рис. 1) [3].

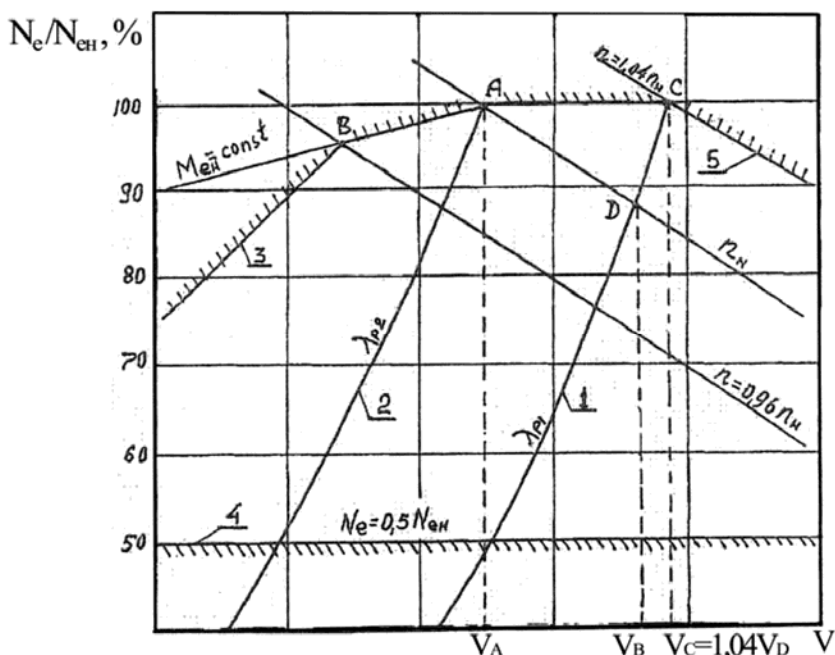


Рис. 1. Ограничительные характеристики на паспортной диаграмме судна: 1 – винтовая, характеристика для рекомендуемого облегченного гребного винта; 2 – утяжеленная винтовая характеристика; 3 – ограничительная характеристика по теплонпряженности; 4 – ограничительная характеристика длительной минимальной мощности; AB – ограничительная характеристика по механической напряженности; AC – ограничительная характеристика по номинальной мощности; 5 – ограничительная регуляторная характеристика

Нагрузочный режим работы главного двигателя, как правило, характеризуется двумя основными показателями: эффективной мощностью N_e и частотой вращения n .

На паспортной диаграмме для каждой конкретной величины скорости судна V по ограничительной характеристике можно определить предельно допустимые значения частоты вращения главного двигателя n , не допуская перегрузочного режима двигателя. Достоинство и удобство контроля режима работы главного двигателя без перегрузки заключается в том, что для этого при данной скорости требуется знание только одного, легко определяемого на практике, значения частоты вращения главного двигателя.

Связь между скоростью хода судна V и частотой вращения главного двигателя n для разных участков ограничительной характери-

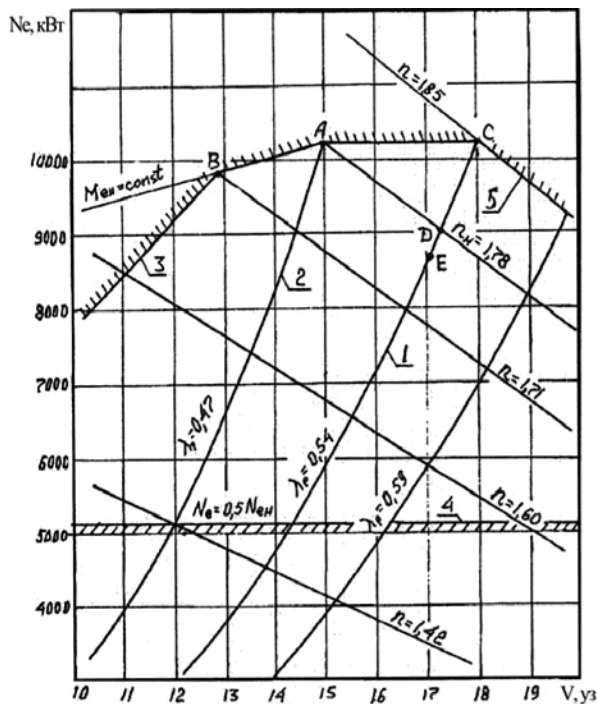
стики (рис. 1) можно определить следующим образом. Для участка СА напишем выражение для определения изменения величины скорости хода судна за соответствующее изменение частоты вращения главного двигателя

$$\frac{V_C - V_A}{n_C - n_A} = a,$$

где V_C и V_A скорости судна в точках C и A и, соответственно, частота вращения n_C и n_A .

Зная эту величину можно составить таблицу предельно допустимых частот вращения двигателя при следовании со скоростями V на участке СА. Таким же образом следует провести расчет и для других участков: АВ и т.д.

В качестве примера рассмотрим паспортную диаграмму транспортного сухогрузного судна с главным двигателем мощностью $N_e = 10200$ кВт (рис. 2) [3].



- 1 – винтовая характеристика облегченного гребного винта; 2 – утяжеленная винтовая характеристика; 3 – ограничительная характеристика по теплонапряженности; 4 – ограничительная характеристика длительной минимальной мощности; 5 – ограничительная регуляторная характеристика; АВ – ограничительная характеристика по механической напряженности; АС – ограничительная характеристика по номинальной мощности

Рис. 2. Пример построения поля допустимых режимов работы дизеля на паспортной диаграмме судна

На участке ограничительной характеристики СА определяем

$$a = \frac{V_c - V_A}{n_c - n_A} = \frac{18 - 15}{111 - 106,8} = 0,71 \frac{\text{уз}}{\text{об/мин}},$$

где $V_c = 18$ уз; $V_A = 15$ уз; $n_c = 1,85 \text{ с}^{-1} = 111 \text{ мин}^{-1}$; $n_A = 1,78 \text{ с}^{-1} = 106,8 \text{ мин}^{-1}$.

Расчет для удобства пользования приведен в частотах вращения двигателя в оборотах в минуту, так как на практике обычно применяется такая разбивка шкалы в тахометрах. Используя величину a , производим расчет для заполнения таблицы предельно допустимых частот вращения главного двигателя на участке движения СА со скоростями хода в пределах от 18 до 15 узлов.

Таблица 1. Участок СА

$V, \text{ уз}$	17,9	17,2	16,5	15,8	15,1
$n, \text{ мин}^{-1}$	111	110	109	108	107

Участок АВ со скоростями хода от 15 узлов до 13.

$$a = \frac{V_A - V_B}{n_A - n_B} = \frac{15 - 13}{106,8 - 102,6} = 0,48 \frac{\text{уз}}{\text{об/мин}},$$

где $V_A = 15$ уз; $V_B = 13$ уз; $n_A = 106,8 \text{ мин}^{-1}$; $n_B = 102,6 \text{ мин}^{-1}$.

Таблица 2. Участок АВ

$V, \text{ уз}$	15,1	14,6	14,1	13,6	13,1
$n, \text{ мин}^{-1}$	107	106	105	104	103

Участок 3 со скоростями от 13 до 10 узлов

$$a = \frac{V_B - V_{10}}{n_B - n_{10}} = \frac{13 - 10}{102,6 - 93,0} = 0,31 \frac{\text{уз}}{\text{об/мин}},$$

где $V_B = 13$ уз; $V_{10} = 10$ уз; $n_B = 102,6 \text{ мин}^{-1}$; $n_{10} = 93 \text{ мин}^{-1}$.

Таблица 3. Участок 3

$V, \text{ уз}$	13,1	12,8	12,5	12,2	11,9
$n, \text{ мин}^{-1}$	103	102	101	100	99
$V, \text{ уз}$	11,3	11,0	10,7	10,4	10,1
$n, \text{ мин}^{-1}$	97	96	95	94	93

На рис. 3 представлен график предельно-допустимых частот вращения главного двигателя в зависимости от скорости хода данного судна в условиях ограниченной ширины хода.

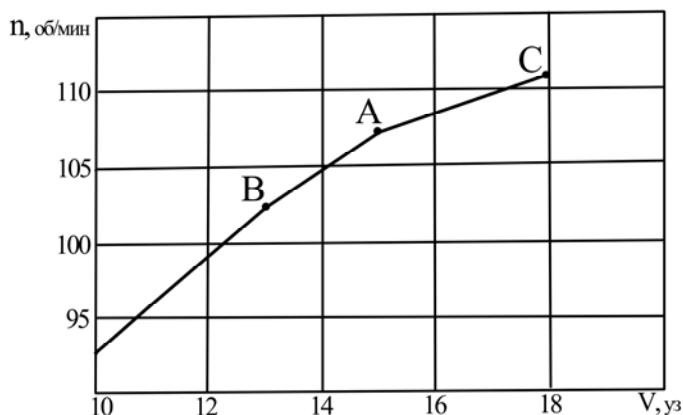


Рис. 3. График предельно допустимой частоты вращения главного двигателя n в зависимости от скорости судна V в условиях ограниченной ширины хода

Выводы.

1. Приведена формула связи между скоростью хода судна и частотой вращения главного двигателя для различных участков ограничительной характеристики.

2. Представлен график для определения предельно допустимой частоты вращения главного двигателя в зависимости от скорости судна в условиях ограниченной ширины хода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Завьялов А.А. Режимы работы пропульсивной установки судна в условиях мелководья / А.А. Завьялов, В.В. Небеснов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Вып. 26 – Одесса: ОНМА. – 2010. – С. 162-167.
2. Ходкость и управляемость судов. Учебник для ВУЗов. Под ред. Павленко Б.Г. - М.: Транспорт. 1991. 347 с.
3. Завьялов А.А. Режимы работы дизельных установок в составе судовых пропульсивных комплексов. Уч. пособие. / А.А. Завьялов, А.А. Голиков, И.В. Логишев – Одесса: ОНМА. 2008. – 96 с.

УДК 621.431.74

Лалетин Е.Л.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОТОКА ОТКАЗОВ СУДОВЫХ ГЛАВНЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Когда в эксплуатацию поступают вновь построенные суда, на которых установлены дизели новой модификации, по ряду причин уже вскоре после начала эксплуатации возникает необходимость оценить их надежность, которую для дизеля в целом и его элементов, в частности, целесообразно характеризовать потоками отказов с восстановлением, так как отказавшие элементы сразу заменяются или ремонтируются при кратковременных остановках в море или во время ближайшей стоянки судна.

Параметр потока отказов j -го элемента двигателя, отнесенный к интервалу времени $(0 - \tau_i)$, равен

$$a_{ji} = \frac{m_{ji}}{m_{j0} \tau_i},$$

где m_{ji} – общее число экземпляров j -го элемента в выборке ($j = 1, 2, \dots; j, \dots k$), отказавших при наработке $(0 - \tau_i)$, как из первоначального комплекта, так и из поставленных взамен; m_{j0} – первоначальное число экземпляров этого типа в выборке, рассматриваемое как постоянно работающее.

Эмпирическая функция распределения отказов:

$$Q_{ji} = \frac{m_{ji}}{m_{j0}} = a_{ji} \tau_i.$$

Значения характеристик потока отказов (их параметр и функцию) для каждого элемента можно вычислить по фактическим данным, пользуясь приведенными выше формулами. Однако целесообразно определить общий поток отказов для всего двигателя (всех его элементов, лимитирующих надежность), а затем потоки отдельных элементов могут быть найдены как части общего потока по соотношениям, приведенным ниже.

Для двигателя в целом общий поток отказов его K элементов характеризуется параметром

$$a_{дi} = \frac{\sum_1^k m_{ji}}{\sum_1^k m_{j0} \tau_i}$$

и функцией

$$Q_{дi} = \frac{\sum_1^k m_{ji}}{\sum_1^k m_{j0}} = a_{дi} \tau_i$$

Зависимости функций и параметров общих потоков отказов двигателей в целом и их элементов от наработки $Q_d = f(\tau)$ и $a_d = f(\tau)$ определяются процессами изменения технического состояния двигателя и его элементов, износа, старения, т.е. имеющими физический характер. Поэтому можно предположить, что эти процессы приближенно подобны.

На основании π -теоремы анализа размерностей получаем вид обобщенных зависимостей:

$$\alpha = f_\alpha(\theta) \text{ и } \varepsilon = f_\varepsilon(\theta),$$

$$\text{где } \alpha = \frac{a_i}{a_0}; \quad \varepsilon = \frac{Q_i}{Q_0}; \quad \theta = \frac{\tau_i}{\tau_0},$$

где a_i , Q_i , τ_i , a_0 , Q_0 , τ_0 — соответственно текущие и определяющие значения входящих в зависимости величин.

Эти зависимости являются полными прогностическими моделями для потока отказов, каждая из которых выражена одной кривой (рис. 1, а и рис.1,б).

Например, одна точка на кривой в координатах $\varepsilon - \theta$ дает в абсолютных координатах $Q - \tau$ множество точек 1, 2, ..., n . Кривые, которым принадлежат эти точки, являются конкретными прогностическими моделями для одного или группы двигателей одного типа. Аналогичные кривые могут быть получены для отдельных элементов двигателей. Для построения конкретной модели какого-либо двигателя по полной модели надо вычислить значения абсолютных координат конкретной модели по относительным координатам, в которых построена полная модель:

$$\begin{aligned} \tau_i &= \theta_i \tau_0; \\ Q_i &= \varepsilon_i Q_0; \\ a_i &= \alpha_i a_0. \end{aligned} \tag{1}$$

Прогнозируемые конкретные модели новых модификаций двигателей должны строиться на основе сведений об отказах за началь-

ный, относительно короткий, период времени. Поэтому в качестве граничных условий, позволяющих переходить от полной обобщенной модели к конкретной, необходимо принимать значения τ_0 , a_0 и Q_0 , соответствующие относительно небольшой наработке от начала эксплуатации судна.

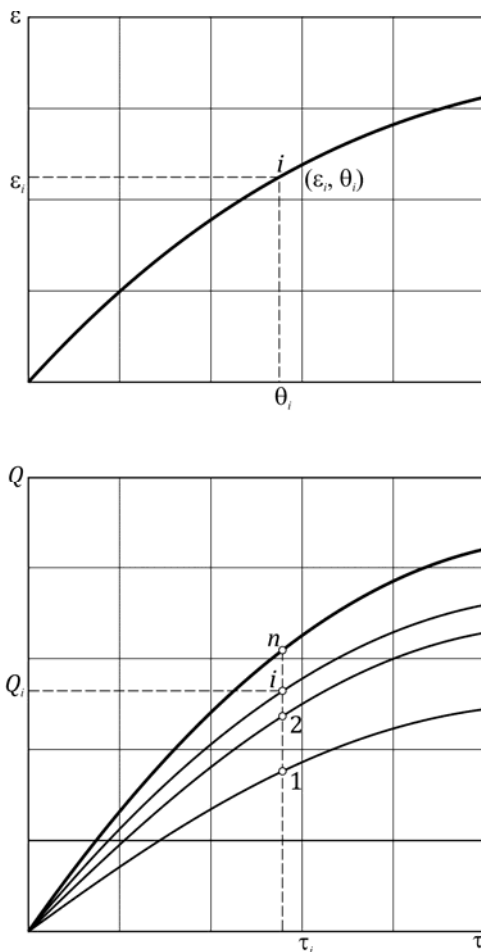


Рис. 1. Общая (а) и конкретные (б) прогностические зависимости функции потока отказов от наработки

Потоки отказов дизелей в целом и их элементов образуются вследствие сочетания износов и процессов случайного характера. В период приработки характер потока отказов у разных элементов и

двигателей в целом неодинаков. Подробные исследования показали, что эта часть потока может быть аппроксимирована стационарным пуассоновским потоком, незначительно отклоняющимся от прямой (для редко отказывающих элементов), параболой (преимущественно у малооборотных дизелей) и логистической кривой (в основном, у среднеоборотных дизелей). В основной период кривые потоков отказов стабилизируются, принимают одинаковый асимптотический вид, отличаясь величиной ординат, что подтверждает их приблизительное подобие. Это служит основанием принимать в качестве граничных условий значения координат, соответствующие концу периода приработки, что приблизительно составляет один-полтора года, т.е. 6-10 тыс. ч наработки. Имея полную модель, по данным за начальный короткий срок эксплуатации можно построить поток отказов на весь срок службы судна этого типа.

Пользуясь полной моделью в обобщенных (относительных) координатах, можно для поступающих на суда двигателей новой модификации или типа построить прогнозные конкретные зависимости потока отказов, если имеются значения a_0 , и θ_0 для граничной наработки, например, для короткого периода наблюдения $\tau_0 = 6$ тыс. ч. Тогда для ряда значений $\tau_i > \tau_0$ по выражениям (1) можно вычислить соответствующие им a_i , и θ_i , необходимые для получения конкретной модели. Значения α_i , и ε_i определяются из полной прогностической модели для $\theta_i = \frac{\tau_i}{\tau_0}$.

Для прогнозирования потока отказов дизелей можно также использовать другие методы. Так, путем анализа физической сущности отказов и в результате обработки опытных данных за длительный период наблюдения нами было установлено, что распределение наработки между отказами элементов судовых малооборотных дизелей наиболее соответствует закону Вейбулла, плотность распределения которого имеет вид

$$F(\tau) = \frac{B}{A} \left(\frac{\tau}{A} \right)^{B-1} \exp \left[- \left(\frac{\tau}{A} \right)^B \right],$$

где A и B – параметры распределения.

Методика расчета надежности на основе закона Вейбулла позволяет, учитывая найденные нами значения показателя формы ($B = 1,1 - 1,3$) для двигателей в целом, давать оценку их надежности

в интервале цилиндровой мощности 900 – 1200 кВт на основе краткосрочных наблюдений.

Приведенные выше различные подходы к прогнозированию потоков отказов главных малооборотных дизелей позволяют повысить достоверность оценки их надежности.

УДК 624.073

Захарова З.Д.
СевНТУ

ИЗГИБ ПО ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ СВОБОДНО ОПЕРТОЙ ТРЕХСЛОЙНОЙ ПЛАСТИНЫ

Высокие эксплуатационные качества, лёгкость и технологичность обеспечивают трёхслойным конструкциям большие перспективы в технике. Поэтому разработка эффективных методов расчёта подобных конструкций и решение новых задач динамики и прочности является актуальной и важной задачей.

Трёхслойные конструкции с легким заполнителем при сравнительно небольшом весе обладают большой изгибной жесткостью. При использовании заполнителей из пенопластов с хорошими тепло- и звукоизоляционными свойствами, а также высокими вибрационными характеристиками (пенопласт работает как демпфер и обеспечивает высокий градиент затухания колебаний). Такие пластины и оболочки первоначально нашли применение в авиастроении. Однако сейчас можно назвать целый ряд примеров успешного применения этих конструкций в различных областях техники, в том числе, в судостроении.

Широкое использование трёхслойных конструкций привело к появлению большого количества работ по теории расчета трёхслойных пластин и оболочек [1, 2]. Построению уточненных теорий слоистых пластин и оболочек посвящены работы [3], где рассматривались симметричные по толщине строения и конструкции.

К настоящему времени разработке трёхслойных конструкций, связанных с формулировкой тех или иных гипотез, построением математических моделей и разрешающих уравнений, их качественным анализом, а также созданием на их основе методов решения конкретных задач или задач отдельных классов посвящён большой цикл исследовательских работ [4].

Рассмотрим несимметричную по толщине трёхслойную пластину с легким заполнителем, поверхность которой подвергается воздействию произвольной поперечной нагрузки (рис. 1). Считаем материалы несущих слоев и заполнителя различными и изотропными. Модули упругости и коэффициенты Пуассона для верхнего и нижнего слоя одинаковы.

Для несущих слоев вследствие их малой толщины и большой жесткости принимаются гипотезы Кирхгофа о прямой нормали и о

ненадавляемости друг на друга слоев, эквидистантных срединной плоскости.

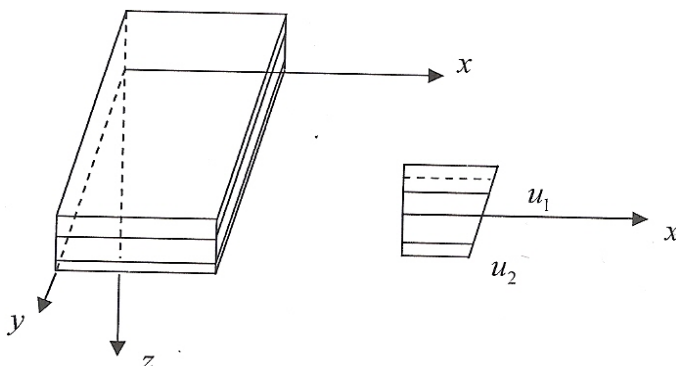


Рис. 1. Расчетная схема

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = 0; \\ \sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right); \quad \sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial x} \right); \quad \tau_{x,y} = G_{x,y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

Рассматриваемый внутренний слой, имеющий сравнительно небольшие величины модуля упругости и модуля сдвига в плоскости пластины $E_x = 0$, $E_y = 0$, $G_{xy} = 0$, что эквивалентно

$$\begin{aligned} \sigma_x^* = 0, \quad \sigma_y^* = 0, \quad \tau_{x,y}^* = 0, \\ \tau_{x,y}^* = G_{x,z} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u^*}{\partial z} \right), \quad \tau_{y,z}^* = \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \mu \frac{\partial v^*}{\partial z} \right). \end{aligned}$$

Поперечными деформациями заполнителя пренебрегаем. Полагаем, что заполнитель работает на поперечный сдвиг и воспринимает σ_z .

Рассмотрим задачу изгиба свободно опертой трехслойной пластины несимметричного по толщине строения. Внешнюю нагрузку задаем в виде

$$q = q_m \sin \alpha_m x, \quad a_m = \frac{\pi m}{\alpha}, \quad m = 1, 2, 3 \dots \quad (2)$$

Основные дифференциальные уравнения изгиба трехслойной пластины в перемещениях:

$$\begin{cases} B_1 \frac{d^2 u_1}{dx^2} + B_2 \frac{d^2 u_2}{dx^2} = 0 \\ B_1 \frac{d^2 u_1}{dx^2} - B_2 \frac{d^2 u_2}{dx^2} = \frac{G}{h} \left(u_1 - u_2 - 2h \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ (D_1 + D_2) \frac{d^4 w}{dx^4} + B_1 h_1 \frac{d^3 u_1}{dx^3} - B_2 h_2 \frac{d^3 u_2}{dx^3} = q \end{cases}$$

где u_1, v_1, u_2, v_2 — перемещение срединной поверхности верхнего и нижнего несущих слоев, вдоль осей x и y ; w — прогиб пластины в направлении оси z ; E и μ — модуль Юнга и коэффициент Пуассона материалов несущих слоев; G — модуль сдвига материала внутреннего слоя пластины; G_1 и G_2 — модули сдвига верхнего и нижнего слоев, соответственно; δ_1 и δ_2 — толщина верхнего и нижнего слоев; $2h$ — толщина внутреннего слоя пластины; $B_1 = E_1 \sigma_1$, $B_2 = E_2 \sigma_2$, $D_1 = E_1 \frac{\delta_1}{12}$, $D_2 = E_2 \frac{\delta_2}{12}$, $2H = 2h + \frac{\sigma_1}{2} + \frac{\sigma_2}{2}$; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_y$, — компоненты напряженного состояния внешних слоев пластин; $\sigma_x^*, \sigma_y^*, \sigma_z^*, \tau_{xy}^*, \tau_{xz}^*, \tau_{yz}^*$, — компоненты напряженного состояния внутреннего слоя (заполнителя) пластины.

Граничные условия задачи в перемещениях для $x = (0; a)$ запишутся следующим образом:

$$w = \frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{du_1}{dx} = \frac{dv_2}{dx} = 0 \quad (4)$$

Решение, удовлетворяющее граничным условиям (4), ищем в виде

$$w = A_m \sin \alpha_m x, \quad u_1 = B_m \cos \alpha_m x, \quad u_2 = C_m \cos \alpha_m x. \quad (5)$$

Решая систему (3), находим

$$A_m = \frac{L_2 q_m}{\alpha_m^4 L_1}, \quad B_m = \frac{L_3 q_m}{\alpha_m^3 L_1}, \quad C_m = \frac{L_4 q_m}{\alpha_m^3 L_1},$$

$$\text{где } L_1 = \left\{ (D_1 + D_2) \left[B_1 \left(\alpha_m^2 B_2 + \frac{G_{xy}}{h} \right) + B_2 \left(\alpha_m^2 B_1 + \frac{G_{xy}}{h} \right) \right] \right\},$$

$$L_2 = B_1 \left(\alpha_m^2 B_2 + \frac{G_{xz}}{h} \right) + B_2 \left(\alpha_m^2 B_1 + \frac{G_{xz}}{h} \right),$$

$$L_3 = B_2 \frac{2G_{xz}}{h} \left(h + \frac{\delta_1 + \delta_2}{4} \right), \quad L_4 = -B_1 \frac{2G_{xz}}{h} \left(h + \frac{\delta_1 + \delta_2}{4} \right).$$

С учётом (5), решение задачи принимает вид

$$w = \frac{L_2 q_m}{\alpha_m^4 L_1} \sin \alpha_m x, \quad u_1 = \frac{L_3 q_m}{\alpha_m^3 L_1} \cos \alpha_m x, \quad u_2 = \frac{L_4 q_m}{\alpha_m^3 L_1} \cos \alpha_m x.$$

Полученное решение может быть использовано при исследовании изгиба неразрезных пластин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров А.Я. О расчете трехслойных пластин и оболочек / А.Я. Александров // Изв. вузов. Строительство и архитектура. – 1965. – № 5. – С. 44-49.
2. Краснобаев Ю. В. Изгиб, устойчивость и свободные колебания трехслойных пластин с легким заполнителем. Дисс... Днепропетровский инженерно-строительный институт, 1966.
3. Амбарцумян С.А. Теория анизотропных пластин. – М.: Наука, 1967. – 266 с.
4. Бушков А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния и устойчивости трехслойных цилиндрических и сферических оболочек при термосиловых воздействиях на основе уточненных моделей. Дисс... Казанский государственный технический университет им. А. Н. Туполева, 2005. – 128 с.

УДК 681.586.773:537.228.1

Миусов М.В., Ланчуковский В.И.
ОНМА

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СОВРЕМЕННЫМ ГЛАВНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Современный этап развития автоматизации характеризуется интенсивным внедрением программно-управляемых контроллеров для построения управляющих устройств в системах ДАУ ГД. Программная реализация алгоритмов управления ГД в электронных системах ДАУ обладает широкими функциональными возможностями для решения задач оптимизации режимов работы и технического диагностирования автоматизированных ГД.

В настоящее время на судах морского флота наиболее часто встречаются электронные системы ДАУ ГД фирм Kongsberg Maritime Ltd. (Норвегия), SAM Electronics (Германия), Lyngso Marine (Дания) и Nabtesco (Япония).

Внедрение электронных систем Intelligent Engine MAN B&W и Wartsila RT-Flex обеспечило не только функции управления и защиты пропульсивной установки, но также оказало существенное влияние на традиционную конструкцию самого двигателя, отказавшись от распредвала, позволило обеспечить электронное управление топливоподачей, выпускным клапаном и цилиндровой смазкой.

Все перечисленные фирмы давно представляют свою продукцию на рынке и являются ведущими партнерами многих судостроительных верфей и судоходных компаний.

Компания Kongsberg Maritime Ltd известна своими средствами автоматизации судов. Большое распространение на судах получила система AutoChief 4, которая предназначена для автоматизации процессов управления ГД при пуске, реверсе, изменении ходовых режимов посредством одного органа, совмещенного с рукояткой машинного телеграфа. Необходимые операции по выводу ГД на заданный режим выполняются автоматически в соответствии с алгоритмами управления.

В составе системы ДАУ в качестве регуляторов частоты вращения могут применяться цифровые регуляторы типа DGU 8800 с пневматическим исполнительным механизмом или типа DGU 8800e с электромеханическим исполнительным устройством, а также гидромеханические регуляторы. Пульты управления системы ДАУ

AutoChief 4 расположены в рулевой рубке и в ЦПУ. Одной из последних разработок фирмы Kongsberg Maritime Ltd. стала система автоматизированного управления AutoChief C20.

Функционально эта система не отличается от предыдущих версий, однако её аппаратное обеспечение было изменено. Система может осуществлять управление средне- и малооборотными двигателями, работающими на винты фиксированного или регулируемого шага.

Система AutoChief C20 построена на базе унифицированных средств автоматики и её конфигурация для каждого судна подбирается с помощью стандартных модулей, сообщаемых через CAN-шины. Такая конструкция позволяет обеспечить гибкость в организации системы управления в соответствии с индивидуальными требованиями.

Компания SAM Electronics имеет более чем столетний опыт производства систем автоматизации, ранее выпускавшихся под марками AEG, ATLAS и DEBEG. САУ данной фирмы могут работать совместно с различными типами двигателей и движителей – двухтактными и четырехтактными дизелями, паровыми и газовыми турбинами, электрическими и комбинированными установками, ВФШ и ВРШ.

Фирма AEG Schiffbau в 1962 г. снабдила ГД теплохода Christoffer Oldendorf первой электронной системой ДАУ. Эта система, разработанная совместно с фирмой MAN, обеспечила автоматизированное управление двигателем и регулирование частоты вращения его вала посредством электронного регулятора.

Первая электронная САУ типа Geamot фирмы STN ATLAS появилась в 1978 г. В дальнейшем широкое распространение получили системы Geamot 90C и Geamot 40M. Интересной особенностью САУ системы Geamot 40M является то, что при автоматизированном управлении из РР или ЦПУ регулирование частоты вращения осуществляется посредством электронного регулятора ESG 40M и гидромеханического регулятора Woodward PGA-EG58.

Фирма Lyngso Marine входит в состав компании SAM Electronics. Системы ДАУ типа DMS 2100 этой фирмы устанавливались на суда датской постройки судоходной компании Maersk Line. В эту систему может быть интегрирована система контроля и аварийно-предупредительной сигнализации UMS 2100. В результате все параметры сигнализации и индикации отображаются на графических панелях и панелях системы АПС.

Функции управления ГД производятся программируемым логическим контроллером на базе МП. Регулирование частоты вращения осуществляется с помощью электронного регулятора EGS 2000, снабженного электромеханическим сервоприводом топливных реек.

Новой САУ пропульсивной установки, разработанной совместно Lyngso Marine и SAM Electronics, стала система Propulsion Control System PCS 2200. Она состоит из следующего набора устройств:

- Engine Maneuvering Device EMD 2200 выполняет функции системы ДАУ;
- Engine Governor Device EGD 2200 обеспечивает регулирование частоты вращения;
- Engine Actuator Device ACD 2200 выполняет функции электродвигательного ИМ;
- Engine Protection Device EPD 2200 обеспечивает функции системы защиты;
- Propulsion Telegraph Device PTD 2200 используется как машинный телеграф.

Такая модульная конструкция системы позволяет охватывать весь диапазон существующих установок от стандартных до высокотехнологичных установок с двумя, четырьмя высоко-, средне- или малооборотными двигателями, работающими через редуктор на ВФШ или ВРШ. Все модули системы имеют стандартное аппаратное и программное обеспечение.

Компания Nabtesco, возникшая в 2003 г. после слияния компаний Teijin Seiki и NABCO, специализируется на производстве средств автоматизации различных видов промышленного оборудования и транспорта. Электронные системы ДАУ типа М-800-II и М-800-III этой фирмы в основном используются на судах японской постройки. Системы характеризуются высокой надежностью и простотой в эксплуатации. Электронный регулятор частоты вращения типа MG-800 выполнен на базе контроллера и оборудуется электромеханическим исполнительным устройством.

На современных судах в составе пропульсивных установок применяются двигатели различных типов. Несмотря на различие конструкций и рабочих процессов, они имеют общие особенности и аналогичные характеристики, что даёт возможность рассматривать их как объекты управления с единых позиций.

Судовой двигатель может работать на переходных и установившихся режимах. На переходных или динамических режимах проис-

ходит изменение параметров во времени. Установившиеся режимы характеризуются постоянством параметров во времени вследствие равенства подвода и отвода энергии.

Между параметрами, характеризующими работу двигателя на каждом установившемся режиме, существуют определённые функциональные зависимости. При анализе режимов работы судового двигателя целесообразно пользоваться скоростными статическими характеристиками в координатах мощности N и угловой скорости вращения вала двигателя ω .

На рис. 1 представлены участки статических характеристик эффективной мощности двигателя в зависимости от угловой скорости вращения вала двигателя $N_e = f(\omega)$ при различных топливных индексах $h_1 < h_2 < h_3$ и мощности сопротивления вращению гребного винта $N_c = f(\omega)$, которые определяют нагрузку двигателя и называются *винтовыми*.

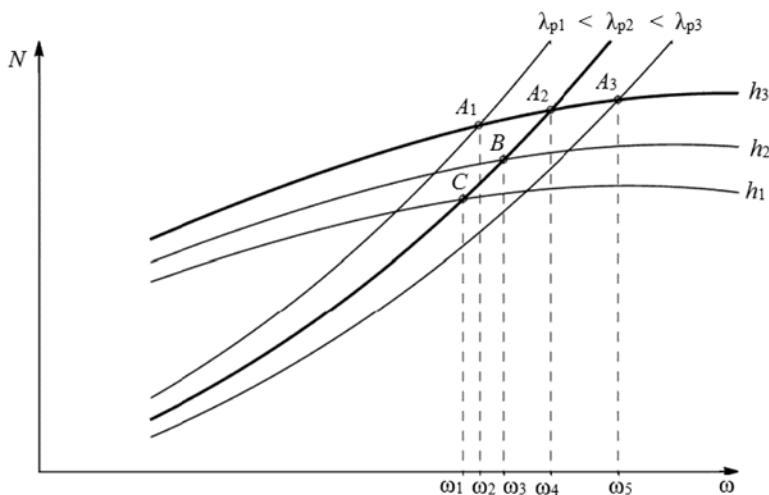


Рис. 1. Статические характеристики судового двигателя

Положения винтовых характеристик зависят от значений относительной поступи винта. Если λ_{p2} соответствует положению номинальной винтовой характеристики, то точки A_2 , B , C пересечения с характеристиками эффективной мощности могут определять режимы полного, среднего и малого хода двигателя. Винтовые характеристики для λ_{p1} и λ_{p3} соответствуют “тяжёлому” и “лёгкому” винтам, при этом $\lambda_{p1} < \lambda_{p2} < \lambda_{p3}$.

Рассмотрим возможные варианты изменений режимов работы двигателя, работающего без регулятора частоты вращения. Пусть, например, двигатель работает на исходном режиме в т. A_2 . При усилении встречного ветра, действующего на корпус судна, произойдёт снижение скорости судна и уменьшение относительной поступи винта. В результате этого винтовая характеристика сместится влево из положения λ_{p2} в положение λ_{p1} и новый установившийся режим наступит в т. A_1 . Переход двигателя на режим работы в т. A_1 сопровождается снижением частоты вращения гребного вала вследствие увеличения момента сопротивления.

Современные судовые двигатели, как правило, снабжаются гидравлическими или электронными регуляторами частоты вращения вала, которые обеспечивают предотвращение динамических забросов частоты при волнении моря, повышение устойчивости работы двигателей на малых нагрузках и поддержание заданной частоты вращения гребного винта для выполнения плановой скорости движения судна. Кроме того, регуляторы частоты вращения используются как важное звено в составе систем ДАУ главных двигателей.

На рис. 2 представлены характеристики совместной работы судового двигателя с регулятором частоты вращения вала, воздействующим на топливоподачу.

Если на двигателе установлен регулятор пропорционального типа, то регуляторная характеристика имеет вид наклонной линии BA_2C и поддержание заданной частоты происходит со статической ошибкой, определяемой степенью наклона этой характеристики, которая, в свою очередь, зависит от степени неравномерности или коэффициента жесткой обратной связи.

Рассмотрим в качестве примера случай увеличения нагрузки при работе двигателя на исходном режиме в т. A_2 . В результате смещения винтовой характеристики из положения N_{c2} в положение N_{c1} произойдёт уменьшение частоты вращения вала до значения, соответствующего т. A_1 . При этом регулятор частоты будет стремиться восстановить заданный скоростной режим, увеличивая подачу топлива в двигатель. Однако из-за наличия наклона регуляторной характеристики новый установившийся режим наступит в т. B при частоте, меньшей, чем на предыдущем режиме в т. A_2 , на величину статической ошибки, равной разности $\omega_3 - \omega_2$.

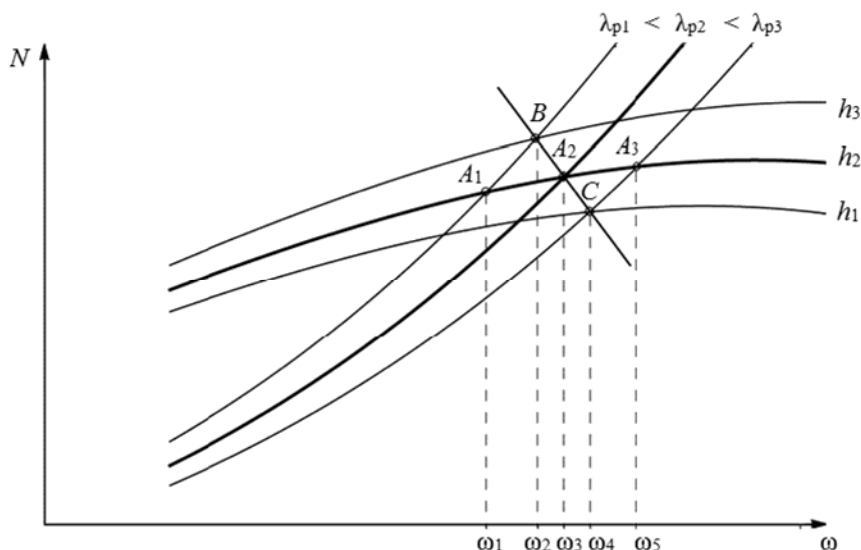


Рис. 2. Статические характеристики главного двигателя, работающего с пропорциональным регулятором частоты вращения

Широкое распространение электронных систем делает возможным использование пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) закона управления для регулирования частоты вращения двигателя.

На рис. 3 представлена нагрузочная диаграмма дизеля типа S60MC-СМk7 фирмы MAN-Burmeister & Wain.

Область, ограниченная линиями 4, 5, 7 и 8, допускает работу дизеля в течение ограниченного периода времени от 1 до 12 часов в аварийных ситуациях.

Анализ нагрузочных диаграмм главных судовых дизелей свидетельствует о том, что допустимая область возможных режимов работы представляет собой весьма ограниченную зону. Регулятор частоты вращения вала задаёт режимы работы двигателя в этой зоне в соответствии с положением регуляторной характеристики и может выводить двигатель за пределы ограничительных линий 1 или 4 (в случае ПИ регулятора регуляторная характеристика будет совпадать с линиями 100 % частоты или оборотов).

На рис. 4 показаны статические характеристики автоматизированного дизеля с линиями ограничения топлива по неполному сгоранию II и при перегрузке по крутящему моменту I .

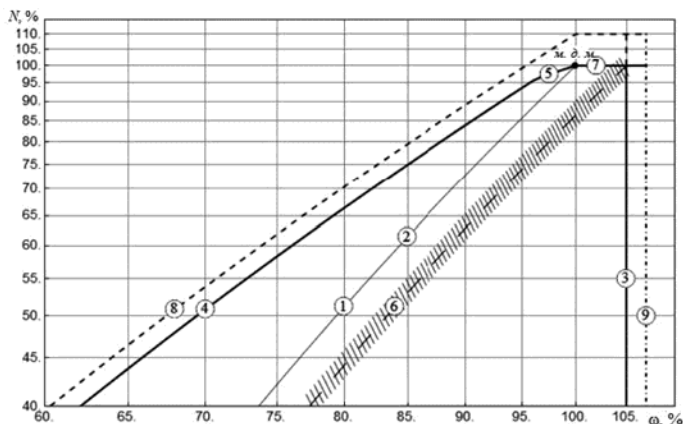


Рис. 3. Нагрузочная диаграмма дизеля MAN, B&W: 1 — винтовая характеристика, проходящая через точку м.д.м. (максимальная длительная мощность) и полученная на стендовых испытаниях дизеля; 2 — винтовая характеристика, соответствующая обросшему корпусу и штормовым условиям; 3 — линия ограничения частоты вращения; 4 — линия ограничения подачи топлива при неполном сгорании топлива; 5 — линия ограничения по максимальному допустимому значению среднего эффективного давления; 6 — винтовая характеристика, соответствующая загруженному судну с чистым корпусом и благоприятным погодным условиям; 7 — линия ограничения максимальной длительной мощности; 8 — ограничительная характеристика предельной нагрузки; 9 — линия ограничения частоты вращения при ходовых испытаниях

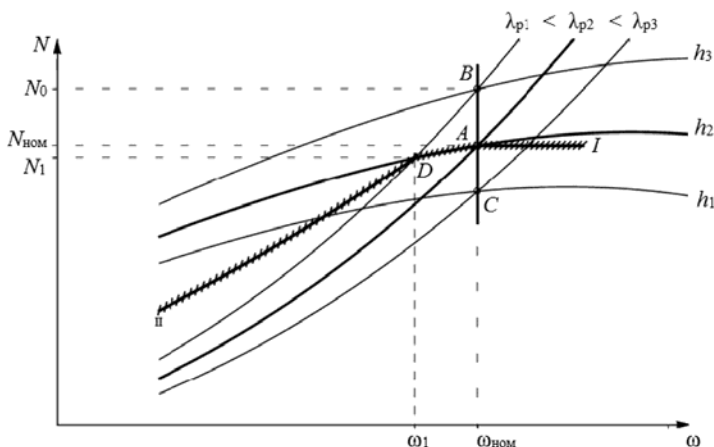


Рис. 4. Статические характеристики автоматизированного дизеля с ограничением топливоподачи

При увеличении нагрузки на гребном винте или повышении заданного скоростного режима регулятор частоты вращения будет увеличивать топливоподачу и может переводить двигатель на работу в зоны перегрузки двигателя по крутящему моменту и тепловому состоянию или неполного сгорания топлива.

Снижение коэффициента избытка воздуха на переходных режимах связано с тем, что повышение давления продувочного воздуха существенно запаздывает по отношению к увеличению подачи топлива, т. к. является последствием этого увеличения топливоподачи. Кроме того, величина запаздывания зависит от постоянной времени ГТН.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ланчуковский В.И. Безопасное управление судовыми энергетическими установками. – Одесса: Астропринт, 2004. – 232 с.
2. Миюсов М.В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА, ОКФА, 1996. – 256 с.

УДК 62-932.2

Никольский В.В., Оженко Е.М., Лысенко В.Е., Никольский М.В.
ОНМА

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПЬЕЗОГЕНЕРАТОРА В СОСТАВЕ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Растущие цены на топливо и требования к экологической безопасности судна [1 – 3] приводят к необходимости поиска путей сокращения удельного расхода топлива, и уменьшения удельного выделения вредных веществ. Одним из возможных вариантов разрешения данного вопроса является использование альтернативных источников энергии.

Анализ исследований [4 – 6] показал, что на судах возможно использование пьезогенераторов, выполненных из пьезоэлектрических материалов в виде конструктивных элементов двигателя. Нами предложен вариант изготовления крышки цилиндра [7].

Для оценки возможности применения предложенной системы необходимо определить силы, действующие на крышку цилиндра, а также разработать и исследовать модель предложенного пьезогенератора.

Для расчета рабочего процесса двигателя [8, 9] и оценки сил, действующих на крышку цилиндра, выбран двигатель Wartsila RT-flex 96С. Анализ рабочего процесса дизеля показал, что основной действующей силой является сила газов в цилиндре, значение которой определяет изменение давления газов за цикл (рис. 1).

Анализируя явления прямого и обратного пьезоэффекта, а также сил действующих в пьезокерамике [10] разработана структурная схема (рис. 2) и получена передаточная функция пьезогенератора (1).

$$W_{\Delta}(p) = \frac{mK_{\Pi}R_{BT}^2C_0p^4 + K_{\Pi}R_{BT}^2C_0K_Dp^3 + (K_{\Pi}R_{BT}K_D + K_{\Pi}R_{BT}C_0K_Y)p^2}{R_{BT}C_0mp^3 + mp^2 + (K_0K_{\Pi}R_{BT} + R_{BT}C_0K_Y + K_D + R_{BT}C_0K_D)p + K_Y} + \frac{+K_{\Pi}R_{BT}K_Yp}{R_{BT}C_0mp^3 + mp^2 + (K_0K_{\Pi}R_{BT} + R_{BT}C_0K_Y + K_D + R_{BT}C_0K_D)p + K_Y}, \quad (1)$$

где Δ – деформация вызванная действием силы газов в цилиндре, U – напряжение; K_0 – коэффициент обратного пьезоэффекта; K_{Π} – коэффициент прямого пьезоэффекта; R_{BT} – внутреннее сопротивление пьезогенератора; C_0 – емкость пьезогенератора; m_{Σ} – масса пьезоге-

нератора; K_y – коэффициент упругости пьезокерамики; K_d – коэффициент внутреннего демпфирования пьезогенератора.

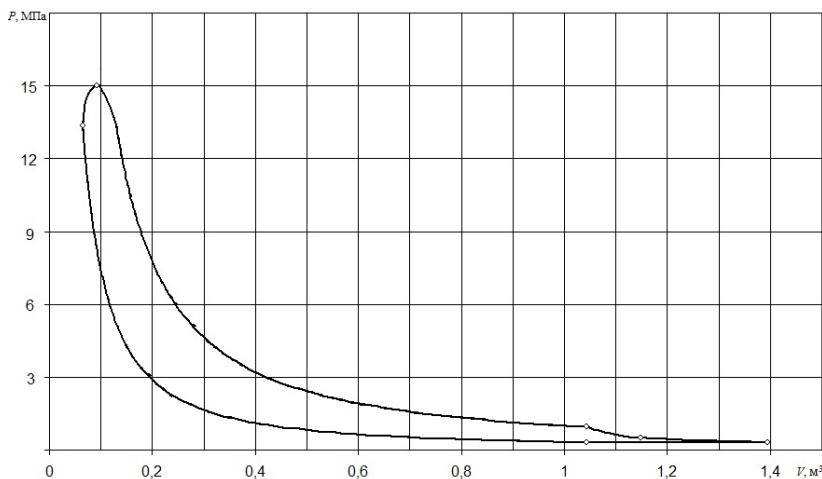


Рис. 1. Индикаторная диаграмма

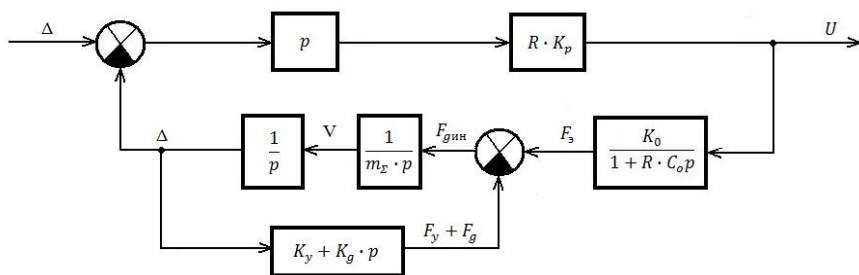


Рис. 2. Структурная схема пьезогенератора

Анализ рынка пьезокерамических материалов показал, что на данный момент одним из наиболее распространенных материалов является PIC 255 фирмы Physik Instrumente [4], параметры которого приведены в табл. 1.

Коэффициент упругости K_y равен $2,234 \cdot 10^{11}$ Н/м, численные значения коэффициентов прямого и обратного пьезозффекта K_p и K_o равны 89,357, масса пьезогенератора m равна 3,5 т.

При подстановке значений в передаточную функцию (1) получим передаточную функцию пьезогенератора, выполненного в виде крышки цилиндра двигателя Wartsila RT-flex 96C

$$W_{\Delta}(p) = 140,7 \cdot \frac{14,293 \cdot p^4 + 3,605 \cdot 10^{-5} \cdot p^3 + 1,81 \cdot 10^7 \cdot p^2 + 9,981 \cdot 10^{14} \cdot p}{3,199 \cdot 10^{-3} \cdot p^3 + 3,529 \cdot 10^3 \cdot p^2 + 6,017 \cdot 10^5 \cdot p + 2,234 \cdot 10^{11}} \cdot (2)$$

Таблица 1 – Параметры пьезоэлектрического материала PIC 255

Параметр	Значение
Плотность, кг/м ³	7800
Относительная диэлектрическая проницаемость	1750
Пьезомодуль, Кл/Н	400·10 ⁻¹²
Коэффициент электромеханической связи	0,69
Модуль Юнга, Н/м ²	10·10 ¹⁰
Механическая добротность	80
Сопротивление, Ом	50
Коэффициент демпфирования, кг/см ²	8,9·10 ⁻³

По передаточной функции (2) построена амплитудно-частотная характеристика (рис. 3), а также реакции на единичное ступенчатое воздействие (рис. 4) и синусоидальный сигнал (рис. 5).

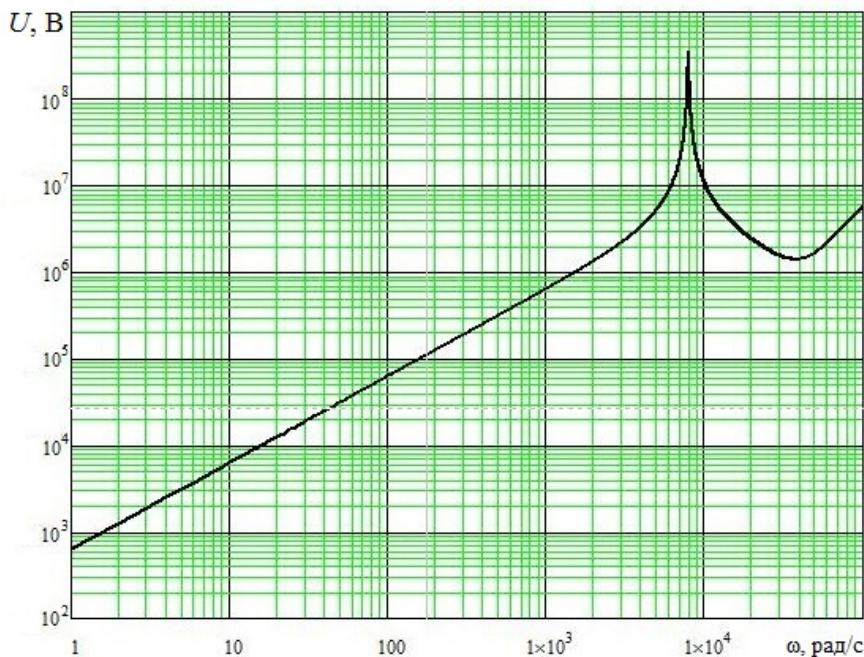


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика пьезогенератора

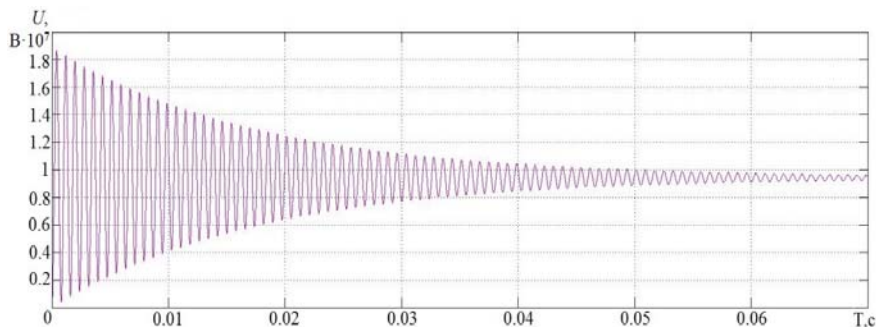


Рис. 4. Реакция пьезогенератора на ступенчатое воздействие

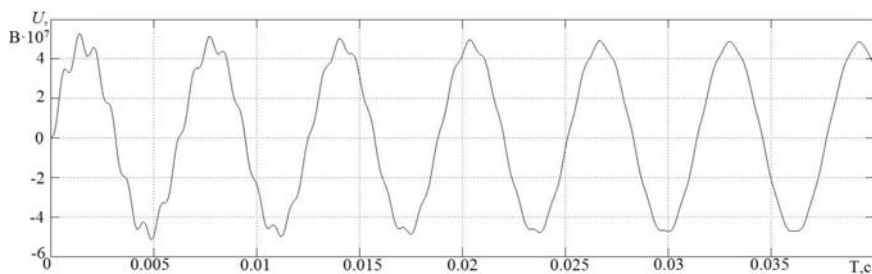


Рис. 5. Реакция пьезогенератора на синусоидальное воздействие

Для оценки адекватности разработанной математической модели был собран экспериментальный стенд (рис. 6), состоящий из воздушного компрессора, в крышку которого встроена пьезокерамическая шайба (рис. 7), датчика давления и USB-осциллографа, который фиксирует сигнал с шайбы и датчика, и передает их на персональный компьютер (рис. 8).



Рис. 6. Экспериментальный стенд



Рис. 7. Пьезокерамическая шайба, встроенная в крышку компрессора

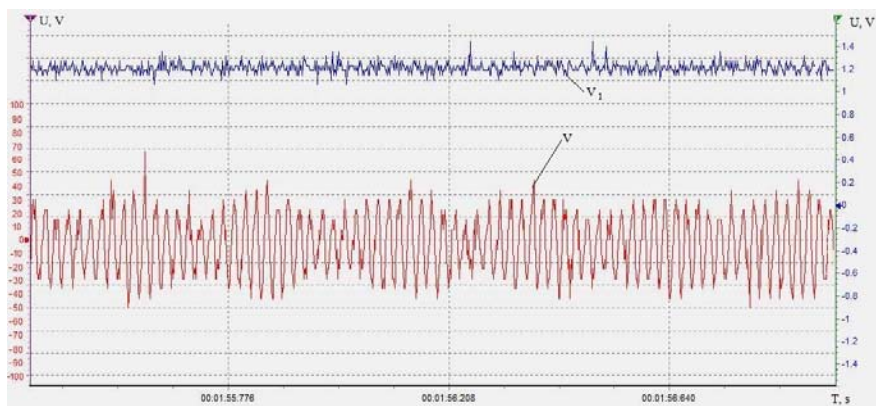


Рис. 8. Осциллограмма, полученная на экспериментальной установке

Для сравнения результатов расчета с экспериментальными данными были рассчитаны коэффициенты передаточной функции (1) для шайбы, встроенной в крышку и выполненной из материала ЦТС-19. Анализ полученных зависимостей показал адекватность математической модели [11].

Конструктивный расчет крышки цилиндра выполненной из пьезокерамического материала и анализ зависимостей (см. рис. 3 - 5) показал возможность применения пьезогенератора в составе судового дизеля, что позволит уменьшить удельный расход топлива и удельное выделение вредных веществ.

Однако из-за высокой плотности пьезокерамики резко возрастает масса дизеля. Кроме того, ввиду сильного внутреннего демпфирования пьезокерамики, выходной сигнал содержит в себе «шум», а

большая электрическая емкость не позволяет работать на частоте резонанса, что снижает КПД самого генератора. Поэтому дальнейшие исследования будут направлены на разрешение перечисленных недостатков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bunker price // MER (Marine engineers review). – 2007. – № 5 (May). – P. 21.
2. Bunker price // MER (Marine engineers review). – 2012. – № 2 (February). – P. 14.
3. International maritime organization [Электронный ресурс] / MARPOL. – London: IMO Publishing, 2011. – <http://www.imo.org/>. – ISBN 978-92-801-1532-1.
4. Piezoelectric Ceramics, Piezo Actuators, Piezo Motors, PZT Ceramics, Piezo Assemblies, Piezo Transducer [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.piceramic.de/>
5. Никольский Виталий Валентинович. Система управління подачею палива «інтелектуального» двигуна [Патент на корисну модель] / В.В. Нікольський, Є.М. Оженко. – МПК (2009) G01N11/10. – № 43426; Опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15.
6. Никольский, В.В., Оженко, Е.М. Повышение надежности АСУ судового двигателя с электронным управлением подачей топлива // Материалы XVIII международной конференции по автоматическому управлению (Автоматика-2011).– Львов: Львовская политехника, 2011. С. 266.
7. Положительное решение по заявке № и 2012 02943 от 13.03.2012 «судновий дизель з п'єзогенератором». Заявник - Одеська національна морська академія.
8. Возницкий, И.В., Пунда, А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Моркнига, 2008. – 470 с. – ISBN 978-5-903080-38-0.
9. Возницкий, И.В., Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Моркнига, 2007. – 284 с. – ISBN 978-5-903080-04-5.
10. Никольский Алексей Анатольевич. Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами [Текст]: монография / А.А. Никольский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 160 с. – ISBN 5-283-00504-6.
11. Лысенко, В.Е. Повышение эффективности судовой силовой установки судов типа «Elly Maersk»: магистерская работа. – Одесса, 2013. – 94с.

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А.
ОНМА

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАНАЛОВ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ

Решение задач оптимизации геометрических, аэродинамических и термодинамических параметров судовых паровых турбин только по к.п.д. в настоящее время следует считать недостаточным. Совершенствование проточных частей и, в частности, последних ступеней турбины низкого давления (ТНД) в полной мере должно основываться на оптимизации всех параметров по технико-экономическим показателям. Решение подобных задач требует постановки новых научно-исследовательских работ.

При расчётах проходных сечений решёток в тепловом расчёте ступени используется такая важная характеристика, как коэффициент расхода μ . В практике расчета турбин [1, 2] под коэффициентом расхода обычно понимают отношение действительного массового расхода G_d через данное проходное сечение («горло») к теоретическому, подсчитанному в предположении, что в «горле» параметры потока постоянны. Предполагается также, что в «горле» вектор скорости нормален плоскости минимального сечения. В действительности коэффициенты расхода (2) зависят от формы профиля, типа решётки, её относительной высоты, угла входа потока, чисел Re , M и др. Определение коэффициента расхода в решётках турбинных профилей, особенно для последних ступеней ТНД, представляет большие трудности как в расчётном плане, так и экспериментально. Имеющиеся в литературе данные связывают величину коэффициента расхода, в первую очередь, с влиянием вязкости [2, 3]. Между тем, особенно в решётках профилей последних ступеней ТНД, наряду с влиянием вязкости значительное влияние на коэффициент расхода оказывает форма профилей. Это влияние обусловлено существенно двумерным характером течения в межпрофильных каналах таких решёток.

В предыдущей статье сборника [4] обращалось внимание на особенности трансзвукового течения в области «горла» (минимального проходного сечения) решёток профилей последних ступеней паровых ТНД. Было отмечено, что сложная форма критической линии в канале с криволинейными обводами вызывает такое усложнение

структуры течения при сверхзвуковых скоростях, характерных для последних ступеней судовых паровых ТНД [5], которое не может быть обнаружено в рамках анализа по одномерной системе.

Как было отмечено [4], профили сопловых и рабочих решёток последних ступеней судовых паровых турбин характеризуются значительной кривизной обводов в области «горла» межпрофильных каналов. Критическая линия (линия перехода через скорость звука) в таких решётках имеет сложную форму. В результате этого возникают характерные особенности в структуре течения в косом срезе решёток, и наблюдается несовпадение значений действительного расхода, определённого по критическим параметрам в «горле».

В Московском энергетическом институте при участии автора [6] были выполнены тщательные экспериментальные исследования трансзвукового течения в одиночных суживающихся межпрофильных каналах, имеющих в области «горла» значения приведенного радиуса $\bar{R} = R/O_r$, характерные для лопаток последних ступеней турбины (здесь R — радиус кривизны поверхности профиля на стороне разрежения в «горле», O_r — размер «горла»). Таким образом, контур исследуемого канала (рис. 1) складывается из криволинейного участка, очерченного радиусом (имитирует сторону разрежения

профиля) и прямолинейного участка (имитирует выходную часть стороны давления).

Определение величины коэффициента расхода μ производилось на базе экспериментальных исследований. В ходе этих исследований измерялись поля статических давлений на плоских боковых (ограничивающих) поверхностях канала в области «горла»; проводились измерения в потоке зондами полного

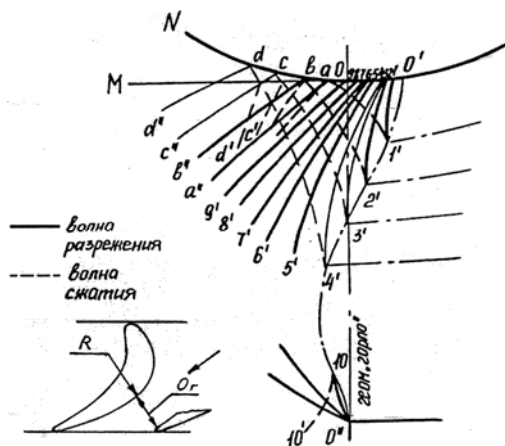


Рис. 1

напора, угломером и статического давления в среднем по высоте сечения канала в области «горла» (поперек канала). А также с помощью шлирен-прибора фотографировалась визуализированная

картина течения в области «горла». Полученные этими тремя методами экспериментальные данные сопоставлялись между собой, а также с результатами по методу «крупных частиц» (7).

В качестве примера на рис. 2 приведены экспериментальные кривые $M_i = \text{const}$ для каналов с $R = 0,83$, полученные на воздухе при различных M_{2t} и $Re = 1,70 \cdot 10^6$ (здесь M_i — число Маха — местная безразмерная скорость; M_{2t} — теоретическое число Маха, подсчитанное по статическим параметрам за решёткой; Re — число Рейнольдса при течении в каналах).

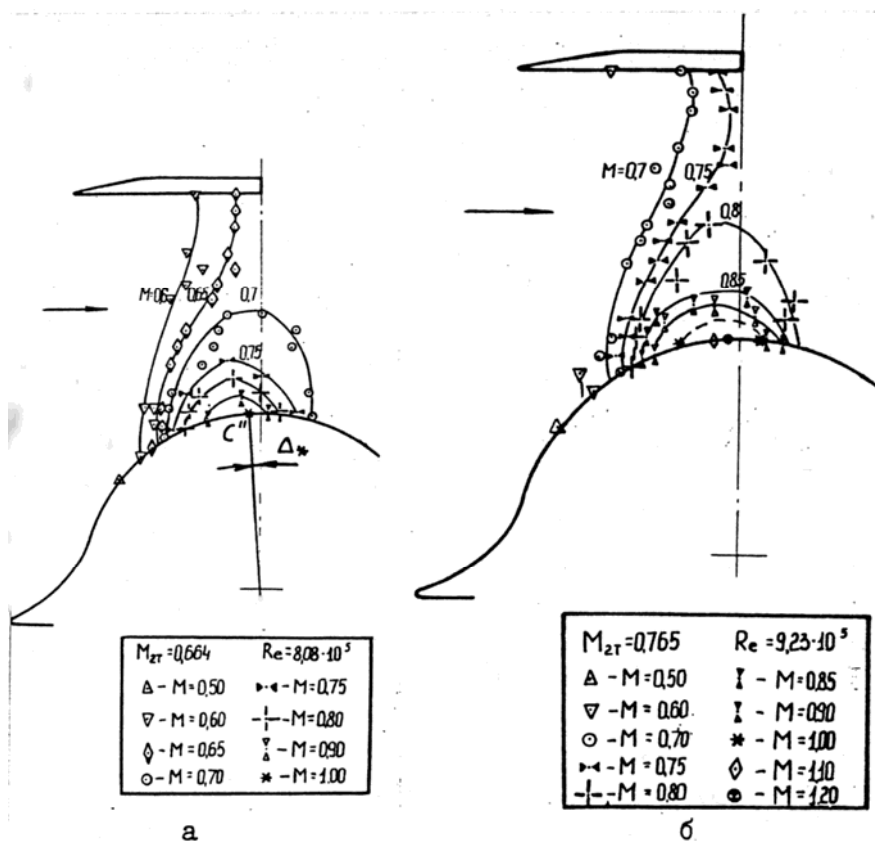


Рис. 2. Линии $M = \text{const}$ ($\bar{R} = 0,83$, $\kappa = 1,4$)

При этом были получены совпадающие результаты (рис. 3). Это свидетельствует о весьма малом влиянии пограничного слоя на боковых поверхностях канала при данном числе Re на характер тече-

ния в области «горла». Расчётные исследования и эксперименты показали, что толщины вытеснения пограничного слоя на контурных поверхностях канала также настолько малы, что не оказывают заметного влияния в области «горла».

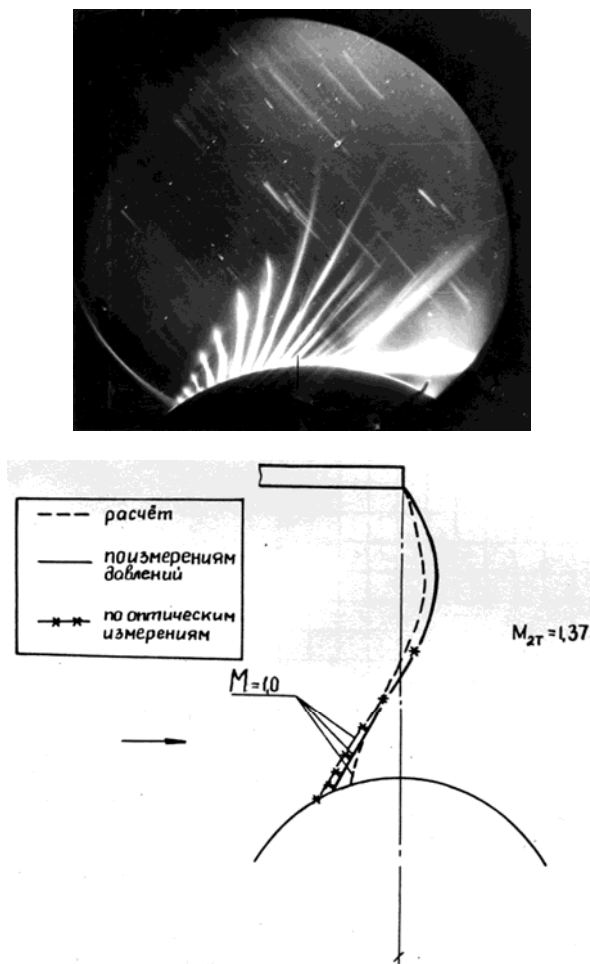


Рис. 3. Сравнение результатов визуализации с результатами пневмометрических исследований

Для анализа расходных характеристик введем следующие величины:

а) расчётный относительный расход $\bar{G} = G'_t / G_1$, где G'_t — расчётный, без учета вязкости, расход через канал, в данном случае по методу «крупных частиц»; G_1 — расчётный расход через «горло» при постоянных параметрах в нем (по одномерной схеме);

б) коэффициент расхода $\mu_1 = G' / G_1$, где G' — расход через канал по результатам измерений параметров потока за пределами пограничного слоя;

в) коэффициент расхода $\mu = \mu_1 - (\delta_{\text{цил}}^* + \delta_{\text{пл}}^*) / O_{\Gamma}$, где $\delta_{\text{цил}}^*, \delta_{\text{пл}}^*$ — толщины вытеснения пограничного слоя соответственно на криволинейном и прямолинейном обводах канала.

Значения расчётных и экспериментальных коэффициентов $\bar{G}$ и μ_1 при $M_{2t} > 1,0$ представлены в табл. 1.

Таблица 1

$\bar{R}$	$\bar{G}$	μ_1	
	расчет	эксперимент	
	$M_{2t} = 1,2$	$M_{2t} = 1,15$	$M_{2t} = 1,37$
0,60	0,987	0,987	0,986
0,83	0,993	0,991	0,991

Расход G_1 определялся по формуле

$$G_1 = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa + 1}} O_{\Gamma} \sqrt{\frac{2q\kappa}{\kappa + 1}} p_0 v_0 q.$$

Здесь κ — показатель изоэнтропы; q — приведенный расход; P_0, v_0 — параметры заторможенного потока.

На рис. 4 представлены результаты экспериментального исследования коэффициента μ_1 в широком диапазоне изменения чисел M_{2t} .

В опытах был исследован диапазон режимов по M_{2t} от 0,50 до 1,37. Из этих данных следует, что при $M_{2t} > M_{2t}^{**} \approx 1,15$ (стабилизация критической линии) относительный расход $\mu_1 < 1,0$. Это связано, как уже было отмечено выше, с существенно неравномерными параметрами потока (см. рис. 2) в области «горла» канала. При числах $M_{2t} < 1,15$ величина μ_1 заметно изменяется и при $M_{2t} < 1,0$ становится больше единицы. Полученный результат является следствием следующих причин. Статическое давление поперек канала в «горле»

канала — переменное. При всех исследованных дозвуковых режимах (рис. 2) в «горле» имеется область, прилегающая к криволинейному обводу, где давления существенно меньше, чем давление p_2 за каналом. В то же время в «горле» канала, в области, прилегающей к прямолинейному обводу, давления близки к p_2 . Поэтому среднее давление $(p_2)_{\text{ср}}$ в «горле» несколько ниже, чем p_2 и, следовательно, фактически приведенный расход $(q)_{\text{ср}} > (q)_{p_2}$. Тогда расход, определяемый по формуле (1), где величина q берется по давлению p_2 (одномерная схема), оказывается меньше расхода, определенного по $(q)_{\text{ср}}$ (с учетом двумерности). Следовательно, относительный расход μ_1 становится (при $M_{2t} < 1,0$) больше единицы. Если же подсчитывать коэффициент μ_1 , например, по среднему арифметическому давлению в «горле», т. е. в формулу (1) подставлять $(q)_{\text{ср}}$, то в этом случае он становится близким к единице.

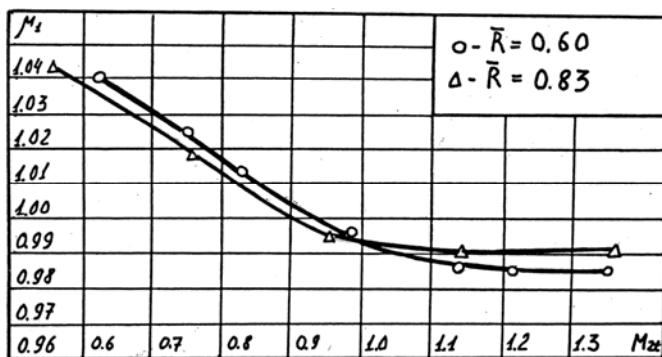


Рис. 4. Относительный расход μ_1 для двух модификаций каналов

Возрастание $\mu_1 > 1,0$ следует обязательно учитывать при тепловых расчетах ступеней, так как там используются давления в зазорах между сопловыми и рабочими лопатками или за ступенями, а не давления в «горле» решетки. Это давление в «горле» можно определить из эксперимента или специальными расчетами.

Влияние пограничного слоя, которое учитывается коэффициентом μ_1 невелико. На рис. 5 дана зависимость $\Delta\mu = \frac{\mu_1 - \mu}{\mu_1}$ от значений

M_{2t} . Для воздуха число Re в опытах изменялось в пределах от $6,5 \cdot 10^5$ до $1,70 \cdot 10^6$; для пара приводятся результаты исследований при $Re = 2,5 \cdot 10^5$.

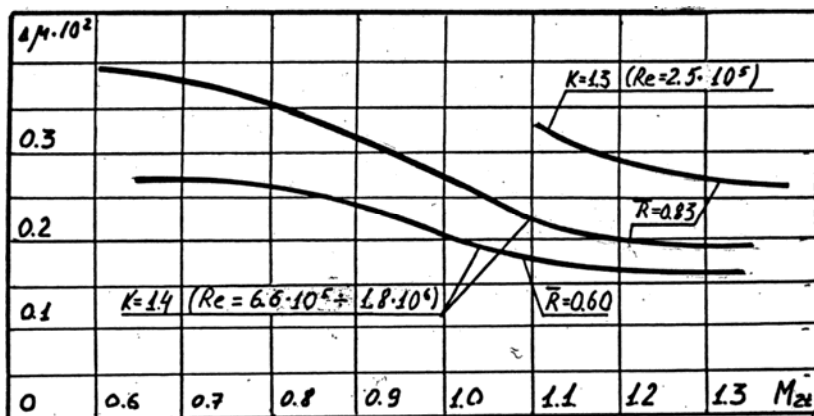


Рис. 5. Изменение коэффициента $\Delta\mu$ в зависимости от M_{2t}

Подытоживая вышеизложенное, можно сделать ряд выводов.

В плоских, резко суживающихся каналах с криволинейными обводами в области «горла», при $M_{2t} > 1,0$ критическая точка на контуре смещена в глубь канала. Смещение обусловлено главным образом влиянием кривизны обводов, так как при $Re \geq 2,5 \cdot 10^5$ влиянием пограничного слоя на обтекание можно пренебречь. Критическая линия имеет сложную формулу и не совпадает с «горлом».

Параметры потока поперек таких каналов — существенно переменные. Поэтому расчётный расход в двумерной постановке заметно отличается от расхода по одномерной схеме. Коэффициент μ_1 в зависимости от M_{2t} изменяется в широких пределах и может быть как больше, так и меньше единицы.

В опытах на каналах в диапазоне чисел $Re = 2,5 \cdot 10^5 - 1,7 \cdot 10^6$ получено хорошее совпадение расчётных результатов по методу «крупных частиц» с данными эксперимента, что позволяет обоснованно применять этот метод к анализу обтекания реактивных решёток профилей в широком диапазоне чисел Маха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самойлович Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. — М.: Энергоиздат, 1982. — 412 с.
2. Дейч М.Е. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин / М.Е. Дейч, Б.М. Трояновский. — М.: Машиностроение, 1964. — 628 с.

3. Алексеева Р.Н. Обтекание периферийных сечений длинных лопаток при дозвуковых скоростях на входе / Р.Н. Алексеева // Теплоэнергетика. – 1966. – №5. – С. 30-33.
4. Гарагуля Б.А. Исследование трансзвукового течения в области "горла" решеток профилей последних ступеней паровых турбин низкого давления // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 83-91.
5. Топунов А.М. Теория судовых турбин / А.М. Топунов. – Л.: Судостроение, 1985. – 470 с.
6. Майорский Е.В. Исследование трансзвукового течения в области «горла» решеток профилей последних ступеней ЦНД паровых турбин / Е.В. Майорский, Б.А. Гарагуля, В.Д. Куликов // Труды МЭИ. – 1982. – Вып. 583. – С. 16-23.
7. Численное исследование современных задач газовой динамики / Под рук. чл.-корр. АН СССР О.М. Белоцерковского. – М.: Наука, 1974. – 396 с.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М.
ОНМА

РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ГИДРОДИНАМИКИ ИСТЕЧЕНИЯ МАСЛА В ЦИЛИНДРЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Анализ существующих исследований [1–5] показывает, что пока нет общих методов анализа и единых критериев оценки поведения рабочей жидкости в системе смазывания цилиндров судовых ДВС. Это не дает возможности проведения полноценного сравнительного анализа достоинств и недостатков эффективности и экономичности эксплуатации различных вариантов компоновки масляных систем.

Видимо, пытаясь обеспечить подачу в цилиндр при любом возможном противодавлении, дизелестроительные фирмы разработали лубрикаторы "Альфа" и "Пульс" [6, 7], насосные элементы которых испытываются на давление нагнетания равное 50 МПа. Однако, анализ работы системы смазывания цилиндров дизелей оборудованных этими системами показал, что при обычной конструкции масляных штуцеров, синхронизация движения плунжеров лубрикатора с положением поршня не обеспечивает впрыск масла в нужный момент, несмотря на то, что давление в маслопроводе повышается до 2,5 МПа.

Осуществление такой синхронизации на каждом обороте требует решения проблемы дозировки масла порциями равными $10\text{--}15\text{ мм}^3$ и обеспечения подачи этих порций в цилиндр за время, соответствующее 2 градусам поворота коленчатого вала, что обуславливает применение дорогостоящей прецизионной аппаратуры и создание сложных систем.

Появление быстродействующих ЭВМ интенсивно развивает вычислительное экспериментирование, которое требует описания исследуемого объекта с помощью уравнений, т.е. математических моделей.

В исследованиях [8–10] предложены методы расчета истечения масла в цилиндры ДВС, результаты которых могут быть использованы применительно к двигателям, оборудованным системами смазывания с переменным давлением масла. Как отмечалось ранее, наиболее перспективным является процесс маслоподдачи под постоянным давлением.

Однако в связи с установлением основных недостатков этих систем и изменением их гидравлических характеристик, а также для решения последующих задач организации процесса смазывания при постоянном давлении возникает необходимость в разработке методики расчета истечения масла в цилиндр двигателя, учитывающей вышеупомянутые изменения.

Что же касается поведения масла в маслоподводящих каналах, то этот вопрос остается мало изученным. Исходя из априорных данных, в этих каналах имеет место ламинарное течение однофазной жидкости, вязкость которой не зависит от напряжения сдвига и времени. Деформации таких тел называются ньютоновскими течениями, а сами тела — ньютоновскими жидкостями. Следовательно, здесь математическая модель должна базироваться на течении ньютоновской жидкости.

Движение масла по каналу осуществляется в результате возникающего перепада давления

$$\Delta P(t) = P_{\text{вх}} - P_{\text{вх}} - P_{\text{кл}}.$$

Здесь $P_{\text{вх}}$ — давление масла на входе (давление в нагнетательном маслопроводе перед штуцером); $P_{\text{вых}}$ — давление масла на выходе (потери давления на клапане штуцера $P_{\text{кл}}$ пренебрегаем).

Очевидно, что течение жидкости через маслоподводящий штуцер осуществляется при отрицательных значениях $\Delta P(t)$, т.к. перемещение жидкости (масла) всегда происходит в объем с меньшим давлением при прочих равных условиях.

Перепад давления, под действием которого происходит течение масла по каналу, определяется из осциллограмм (рис. 1) процесса маслоподдачи электронными системами с учетом $P_{\text{вх}}$.

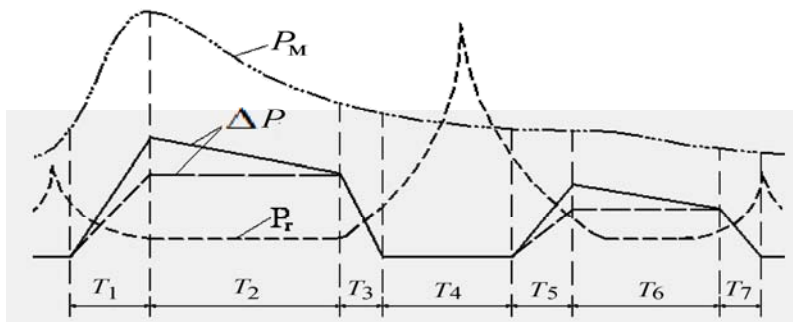


Рис. 1. Характерные участки осциллограммы процесса маслоподдачи

При включении в систему аккумулятора кривая P_m превращается в плавную линию, в результате чего $\Delta P = \text{const}$ на участках T_2 и T_6 .

Величина $\Delta P(t)$ отлична от нуля на шести из семи временных участков: $0-t_1$, t_1-t_2 , ... t_6-t_7 , длины которых обозначим через T_1 , ... T_7 соответственно.

Следует учитывать, что на первом и пятом участках (начало повышения перепада давления) $\Delta P(t)$ увеличивается до определенных значений, на втором и шестом остается постоянным, на третьем и седьмом убывает до нуля и на четвертом равен нулю.

Изменение $\Delta P(t)$, а следовательно, и $\frac{\partial P}{\partial z}$ с течением времени на участках T_1 , T_3 , T_5 , T_7 может быть представлено линейным законом с соответствующим коэффициентом пропорциональности, а на участках T_2 и T_6 — соответствующими постоянными коэффициентами.

Следовательно, исследуемое движение масла в канале описывается уравнением [11]

$$\frac{\partial V}{\partial t} = v \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right) + \frac{\Delta P(t)}{\rho l} \quad (1)$$

где ρ — плотность масла; v — кинематический коэффициент вязкости; l — длина канала.

Уравнение (1) необходимо рассматривать со следующими начальными и граничными условиями: $V(r, 0) = 0$; $V(a, t) = 0$.

Перейдем непосредственно к определению скорости течения масла в канале на первом участке $(0, t_1)$. При постановке соответствующей начально-краевой задачи необходимо учитывать линейный закон изменения перепада давления на рассматриваемом (первом) временном участке, а также то, что $\Delta P_1(t)$ изменяется от нуля до $\Delta P_{1\text{max}} = B_1^0 t_1 = -B_1^0 T_1$.

Следовательно, изменение $\frac{\partial P_1}{\partial z}$ запишем в виде

$$\frac{\partial P_1}{\partial z} = \frac{B_1^0}{l} T = B_1 T,$$

где $B_1 = \frac{B_1^0}{l}$ — коэффициент пропорциональности перепада давления по времени на единицу длины канала.

Отсюда

$$\Delta P_{l\max} = B_1 l t_1 = -B_1 l T_1.$$

Окончательно указанную зависимость можно представить в виде

$$\frac{\partial P_1}{\partial z} = -\frac{\Delta P_{l\max}}{T_1 l} t = B_1 t.$$

Таким образом, начально-краевая задача для определения $V_1(r, t)$ запишется в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_1}{\partial t} = v \left(\frac{\partial^2 V_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_1}{\partial r} \right) - \frac{B_1 t}{\rho}, \\ V_1(r, 0) = 0, \\ V_1(a, t) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Применяя к задаче (2) интегральное преобразование Лапласа-Карсона по времени

$$\tilde{V}_1(r, s) = S \int_0^{\infty} V_1(r, t) e^{-st} dt,$$

получим обыкновенное дифференциальное уравнение для изображения скорости с одним краевым условием (здесь S — параметр преобразования)

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \tilde{V}_1}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\tilde{V}_1}{dr} - \frac{S}{v} \tilde{V}_1 &= \frac{B_1}{\rho v S}, \\ \tilde{V}_1(a, S) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Уравнение (3) без правой части имеет своими линейно-независимыми решениями цилиндрические функции мнимого аргумента:

$I_0\left(\sqrt{\frac{S}{v}} r\right)$ — функция Бесселя мнимого аргумента и функция

Макдональда $K_0\left(\sqrt{\frac{S}{v}} r\right)$.

Выражение $\frac{B_1}{\rho S^2}$ является частным решением этого уравнения.

Следовательно, общее решение уравнения имеет вид

$$\tilde{V}_1(r, s) = A(s)I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}}r\right) + D(s)K_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}}r\right) - \frac{B_1}{\rho S^2}.$$

Так, как скорость движения масла конечна на оси канала, то следует коэффициент $D(s)$ приравнять к нулю, чтобы изъять функцию $K_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}}r\right)$ из выражения для $\tilde{V}_1(r, s)$, которая при $r = a$ обращается в бесконечность. Удовлетворяя условие $\tilde{V}_1(a, s) = 0$, получим следующее выражение:

$$\tilde{V}_1(r, s) = \frac{B_1}{\rho S^2} \left[\frac{I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}}r\right)}{I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}}a\right)} - 1 \right].$$

Выполнив необходимые преобразования, получим выражение для $V_1(r, t)$ в следующем виде:

$$V_1(r, t) = \frac{B_1}{\mu \nu} \left[(r^2 - a^2) \frac{r^2 - 3a^2 + 16\nu t}{64} - 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 J_1(\alpha_k)} e^{-\frac{\nu \alpha_k^2 t}{a^2}} \right], \quad (4)$$

где $\mu = \nu \rho$ — динамический коэффициент вязкости масла.

Чтобы определить выражение скорости течения масла на втором временном участке (t_1, t_2) , продолжительность которого $T_2 = t_2 - t_1$, следует записать соответствующую начально-краевую задачу для $V_2(r, t)$, начальным условием которой является $V_2(r, 0) = V_1(r, T_1)$, так как масло в начале второго временного участка приобрело скорость $V_1(r, T_1)$. Из (4) следует, что

$$(r^2 - a^2) \frac{r^2 - 3a^2}{64} = 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{J_1(\alpha_k) \alpha_k^5},$$

так как при $t = 0$, $V_1(r, 0) = 0$.

Поэтому $V_1(r_1, T_1) \approx \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2)$, и это будет тем точнее определять истинное значение $V_1(r, T_1)$, чем меньше промежуток времени T_1 . Что касается перепада давления на втором промежутке T_2 , то, как следует из осциллограмм, он постоянен и равен значению $\frac{\partial P_2}{\partial z} = \frac{\partial P_1(T_1)}{\partial z} - \frac{\Delta P_{l\max}}{l} = \frac{\partial P_1(T_1)}{\partial z} + B_1 T_1$. Таким образом, $V_2(r, t)$ удовлетворяет начально-краевой задаче

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V_2}{\partial t} = v \left(\frac{\partial^2 V_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_2}{\partial r} \right) + \frac{B_1 T_1}{\rho}, \\ V_2(r, 0) = \frac{\Delta P_{l\max}}{4\mu l} (a^2 - r^2) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2), \\ V_2(a, t) = 0. \end{array} \right. \quad (5)$$

Применяя к задаче (5) интегральное преобразование Лапласа-Карсона по времени, получим для изображения $\tilde{V}_2(r, s)$ уравнение

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \tilde{V}_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{V}_2}{\partial r} - \frac{s}{v} \tilde{V}_2 &= \frac{B_1 T_1}{\rho v} + \frac{s}{v} \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2), \\ \tilde{V}_2(a, s) &= 0. \end{aligned}$$

$$\text{Отсюда } \tilde{V}_2(r, s) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2).$$

Для получения $V_2(r, t)$ применим к последней формуле обратное преобразование Лапласа-Карсона

$$V_2(r, t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{b-i\infty}^{b+i\infty} \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2) e^{st} \frac{ds}{s}.$$

Вычетом C_{-1} подинтегральной функции в этом интеграле является 1. Следовательно, на втором временном участке скорость течения масла в канале остается постоянной и равной

$$V_2(r) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2). \quad (6)$$

Перейдем теперь к определению выражения скорости течения масла в канале на третьем участке, длина которого $T_3 = t_3 - t_2$. На этом участке перепад давления убывает от $\Delta P_{\max}$ до нуля, т.е.

$$\frac{\partial P_3}{\partial z} = -\frac{\Delta P_{\max}}{lT_3}(T_3 - t).$$

Здесь учтено, что t изменяется от нуля до T_3 . В начале третьего участка $(0, T_3)$ скорость $V_3(r, 0) = V_2(r)$. Итак, начально-краевая задача для $V_3(r, t)$ запишется следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_3}{\partial t} = \nu \left(\frac{\partial^2 V_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_3}{\partial r} \right) - \frac{B_1 T_1}{T_3 \rho} (T_3 - t), \\ V_3(r, 0) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2), \\ V_3(a, t) = 0. \end{cases}$$

Выполнив необходимые преобразования, получим окончательное выражение для $V_3(r, t)$:

$$V_3(r, t) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} (r^2 - a^2) - \frac{B_3}{\mu \nu} \left[(r^2 - a^2) \frac{r^2 - 3a^2 + 16\nu t}{64} - 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 J_1(\alpha_k)} e^{-\frac{\nu \alpha_k^2}{a^2} t} \right]. \quad (7)$$

Что касается выражений скорости течения масла через канал на участках (t_4, t_5) , (t_5, t_6) , (t_6, t_7) , длины которых T_5 , T_6 , T_7 , то необходимо воспользоваться соответствующими формулами (4), (6) и (7) для V_1 , V_2 , V_3 , в которых следует заменить T_1 на T_5 , T_2 на T_6 , T_3 на T_7 соответственно.

Для определения объема масла, проходящего через канал, в течение одного цикла F умножаем выражения скорости во всех промежутках времени на $2\pi r dr dt$ и интегрируем по r в пределах от 0 до a , а по t соответственно в промежутках $(0, T_1)$, $(0, T_2)$, $(0, T_3)$, $(0, T_5)$, $(0, T_6)$, $(0, T_7)$.

Таким образом, в результате теоретических исследований гидродинамики процесса истечения масла в цилиндры ДВС через маслоподводящий канал при постоянном давлении получены уравнения, устанавливающие взаимосвязь основных параметров процесса маслоподдачи с гидравлическими характеристиками канала и эксплуатационными показателями работы двигателя.

Предложенная методика точнее существующих, так как, учитывая малые длительности первого и третьего временных участков первой фазы и соответствующих участков второй фазы, удалось отказать от осреднения скорости по сечению маслоподводящего канала.

Полученные уравнения позволяют определить количественное распределение порции масла в фазах его поддачи, а, следовательно, и расход по оборотам двигателя, что для исследуемых систем представляется одним из главных показателей эффективности их работы.

Данный показатель зависит от ряда переменных, величины которых изменяются в широком диапазоне, что обуславливает необходимость выполнения значительного числа расчетов, требующих применения ЭВМ.

Для решения данной задачи разработан алгоритм и программы расчета, реализованные на примере определения основных характеристик процесса маслоподдачи применительно к двигателям РТА (рис. 2).

Выбор исходных данных для выполнения расчетов по полученным уравнениям осуществляется на основании анализа конструктивных характеристик аккумуляторной системы смазывания, эксплуатационных параметров работы дизеля, а также осциллограмм процесса маслоподдачи при постоянном давлении.

Степень совершенства систем и процессов смазывания при постоянном давлении определяется на основании сравнения величин расходов с оптимальными их значениями. Значительное влияние этих параметров на равномерность и регулярность поступления масла в цилиндр двигателя указывает на один из путей эффективной организации процесса смазывания деталей ЦПГ.

Таким образом, предложенный метод расчета основных параметров истечения масла в цилиндр судового дизеля при постоянном давлении позволяет без проведения эксперимента с достаточно высокой точностью оценивать эффективность организации процесса смазывания, а также определять оптимальное сочетание факторов,

обеспечивающих равномерное в фазах цикла маслоподачи поступление масла на зеркало цилиндра.

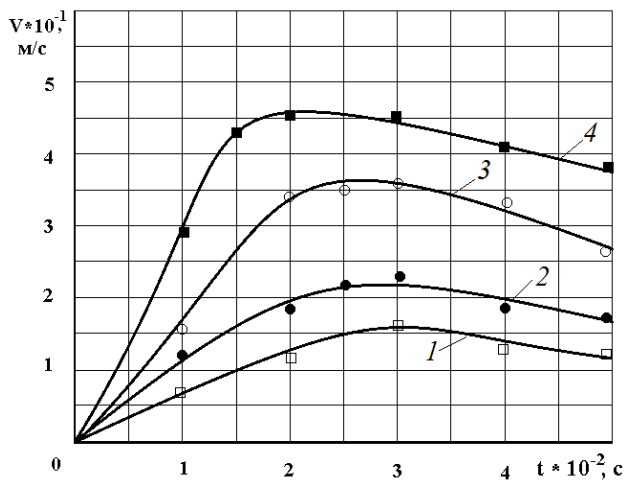


Рис. 1 Расчетные значения скорости течения масла по каналу различного диаметра d на сжатии в цилиндре (1-я фаза маслоподачи): 1 — $d = 2$ мм; 2 — $d = 3$ мм; 3 — $d = 5$ мм; 4 — $d = 6$ мм; при цикловой подаче масла $G_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}^3$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пилюгин А.С. Повышение эффективности систем и процессов подачи масла в цилиндры судовых дизелей: Автореф. диссертации докт. техн. наук. – Одесса, 1990. – 43 с.
2. Bai, C. and A. D. Gosman, Mathematical modelling of wall films formed by impinging sprays. SAE Transactions, Society of Automotive Engineers Technical Paper 960626, (1996). 105(3): p. 782-796.
3. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / И.В. Возницкий. – СПб.: Судостроение, 2002. – 132 с.
4. Богач В.М. Математическое описание процесса движения масла в лубрикаторе // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – №2. – Одесса: ОГМА.
5. Богач В.М. Численное моделирование процесса маслоподачи / В.М. Богач, В.Г. Попов, А.А. Задорожный // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 18-22.

6. Задорожный А.А. Повышение эффективности систем смазывания цилиндров судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С.79-91.
7. Богач В.М. Эффективность электронной системы смазывания цилиндров “PULSE” // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 13-20.
8. Гинзбург Л.Г. Исследование влияния качества цилиндрического масла и его дозировки на износы ЦПГ СДВС при их эксплуатации на высокосернистых топливах. – Дисс. канд. техн. наук. – Л., 1967. – 162 с.
9. Богач В.М. Выбор имитационной модели процесса маслоподачи в цилиндры СДВС / В.М. Богач, А.А. Задорожный, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2002. – Вып. 7. – Одесса: ОНМА. – С. 12-17.
10. Дмитриевский Е.В. Исследование процессов смазки и долговечности цилиндро-поршневой группы судовых малооборотных дизелей: Автореф. диссертации канд. техн. наук. – Одесса, 1975. – 25 с.
11. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1970. – 904 с.

УДК 621.891

Тарапата В.В.
ОНМА

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИНФОРМАТИВНОСТИ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ТРИБОПОВЕРХНОСТЕЙ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА ПРИ РЕМОНТЕ

В последние годы машиностроение вообще и транспортное, в частности, характеризуется форсированием производства, увеличением передаваемой элементами транспортных средств мощности и значительным сокращением времени от конструкторской проработки до выхода продукции на рынок. Ускоренные испытания (УИ) были и продолжают оставаться надежным средством в решении этой проблемы.

В то же время для их проведения зачастую требуются все более сложные и дорогостоящие испытательные комплексы, использование которых в ремонтном производстве экономически нецелесообразно. Это обстоятельство позволяет говорить о необходимости сохранить имеющуюся достаточно простую испытательную базу при условии корректировки методики получения и использования полученной информации.

Целью настоящей работы являлось обсуждение ряда мер, позволяющих сохранить позиции имеющейся испытательной базы УИ при проведении ремонта средств транспорта.

В качестве одной из них представляется прогнозирование технического ресурса трибосопряжений по данным ускоренных испытаний (рис. 1).

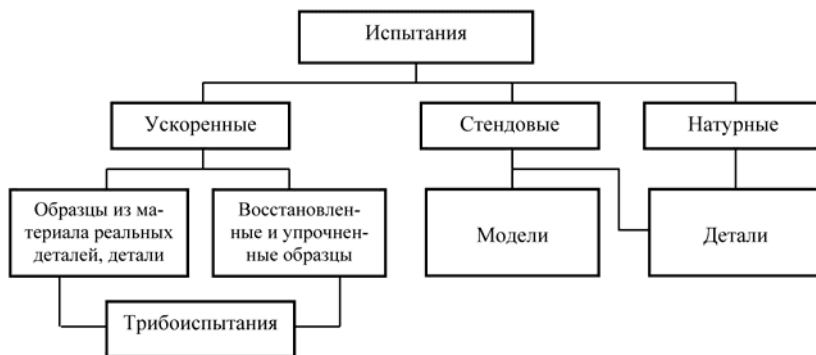


Рис. 1. Структурная схема испытаний материалов и деталей ТС

Так, в практике судовых механиков оценка наиболее распространенного критерия – ресурса (наработки) трибосопряжений СТС – часто проводится по результатам эксплуатационных измерений рабочего износа детали $I_{\text{раб}}$ после наработки t [1]. По ним вначале вычисляют среднюю скорость изнашивания детали $v_{\text{раб}}$ (мкм/час), а уже затем по известному предельно допустимому износу $I_{\text{пред}}$ (мкм) определяют средний ресурс детали R (час):

$$\begin{aligned} v_{\text{раб}} &= \frac{I_{\text{раб}}}{t} \rightarrow \\ R_{\text{дет}}^{\text{изн}} &= \frac{I_{\text{дет.пред}}}{v_{\text{раб}}} = \frac{I_{\text{дет.пред}}}{I_{\text{раб}}} \cdot t \end{aligned} \quad (1)$$

Безусловно, неоспоримое преимущество натурных (эксплуатационных) испытаний состоит в том, что они дают наиболее надежный прогноз по долговечности (ресурсу) детали, так как в формировании обобщенного критерия долговечности участвуют и реальные свойства трибоповерхности, и реально действующие на нее эксплуатационные факторы. Но цена этого прогноза порой велика: неоправданные затраты на приобретение оборудования для внедрения малопригодной технологии, расходы на изготовление опытной партии деталей, возможные аварийные отказы СТС и т.п.

Ускоренные испытания, проводимые с учетом методов подobia и размерностей [2], особенно продолжительностью менее 1...2 часов, отличаются неустановившимися, переходными процессами изнашивания. Их специфика уже частично учитывалась при оценке качества смазочных материалов применительно к стандартизованному методу УИ на четырехшариковых машинах трения [3]. Достаточно проработана модель "вращающийся цилиндр – плоскость" [4, 5]: авторы, считая износ установившимся, получили простые формулы для ее расчета.

Такой подход может быть дополнительно развит и оказаться продуктивным в анализе как упомянутых, так и других схем УИ при условии [6]:

- перехода на испытания пары более общего вида "вращающееся кольцо – неподвижное кольцо", для которой плоскость является частным случаем: диаметр неподвижного кольца $D_{\text{нп}} \rightarrow \infty$;
- сопоставления результатов УИ по другим схемам с данными, полученными для "базовой" схемы испытаний;

- учета при анализе параметров начального участка неустановившегося износа для получения дополнительной информации.

Тогда обобщенный критерий долговечности (ресурса) детали транспортного средства (ТС), полученный по результатам ускоренных испытаний, с учетом формулы (1), можно представить в виде

$$ОКД_{дет}^{изн} = \frac{I_{дет.пред}^{изн}}{I_{УИ}^{изн}} \cdot t_{УИ} = \frac{I_{дет.пред}^{изн}}{I_{УИ(баз)}^{изн} \cdot K_1^{изн} \cdot K_2^{изн} \cdot \dots \cdot K_n^{изн}} \cdot t_{УИ(баз)} \quad (2)$$

где $I_{УИ(баз)}^{изн}$ и $t_{УИ(баз)}$ – износ (мкм) и длительность (час) ускоренных испытаний по базовой схеме; $K_1^{изн}, K_2^{изн}, \dots, K_n^{изн}$ – система корректирующих коэффициентов, учитывающих отличия использованных схем испытаний от базовой, величины давлений, скоростей скольжения и т.п.

Рассмотрим выбор ряда корректирующих коэффициентов, используемых при определении $ОКД_{дет}^{изн}$ – обобщенного критерия долговечности детали, работающей в условиях изнашивания при трении рабочих поверхностей деталей.

Коэффициент реверсивности вводится для учета повышения интенсивности изнашивания при систематическом изменении направления вектора скорости скольжения – трибосопряжений этого типа на морских судах около 67 %. С учетом многочисленных экспериментальных данных исследования [7] для различных металлических материалов его величина колеблется в пределах $K_{реверс}^{изн} = 1,4 \dots 2,2$.

Коэффициент $K_{давл}^{изн}$ корректирует различия в контактных давлениях p во время ускоренных испытаний и работы реального трибосопряжения либо УИ по другой схеме. В первом приближении, с учетом часто используемой степенной аппроксимации интенсивности износа, этот показатель можно вычислить по формуле

$$K_{давл}^{изн} = \frac{c_{дет}}{c_{УИ}} \cdot \frac{p_{дет}^{m_{дет}}}{p_{УИ}^{m_{УИ}}}, \text{ где } c \text{ и } m \text{ – характеризующие износ } I \text{ сомножитель и показатель степени.}$$

Коэффициент скорости скольжения $K_{скор}$ введен для учета отличий в скоростях скольжения при испытаниях и работе реального трибосопряжения.

Коэффициент относительной износостойкости $K_{\text{относ}}$ в интегральной, неявной форме отражает влияние всех перечисленных факторов. Большинство исследователей в качестве базовой принимают износостойкость пары "закаленная сталь – закаленная сталь".

Таким образом, предлагаемая система корректирующих коэффициентов дает возможность более широкого прогнозирования реального ресурса трибосопряжений ТС по данным ускоренных испытаний или расчетов.

Оставляя пока в стороне методику проведения нами ускоренных испытаний (см. ниже), остановимся непосредственно на вопросах трактовки полученных результатов, представляемых графическими (рис. 2) либо аналитическими зависимостями, чаще всего получаемые степенной аппроксимацией.

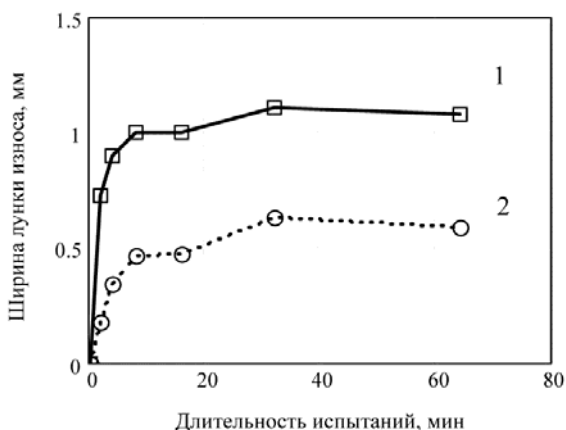


Рис. 2. Зависимость износа неподвижного образца пары "сталь 20ХМЛ – чугун СЧ 28" от продолжительности ускоренных испытаний по схемам: 1 – "кольцо – плоскость", 2 – "кольцо – кольцо". Материал вращающегося образца – сталь 20ХМЛ

Одинаковый характер получаемых кривых износа вида $I_{\text{нп}} = c r^m$ позволяет, с одной стороны, говорить о правомерности широкого использования при УИ более общей схемы "вращающееся кольцо – неподвижное кольцо". С другой стороны, при прочих равных условиях имеющие место отличия в исходных схемах испытаний легко учитываются с помощью корректирующего коэффициента кривизны контактирующих поверхностей $K_{\text{крив}}^{\text{изн}}$. Он позволяет учесть различия в величине контактных напряжений, действующих

при УИ и работе трибосопряжения ТС, что дает возможность сравнивать между собой износостойкость сопряжений различных размеров с одинаковым приведенным радиусом кривизны [8]. Его величину для выпуклых контактирующих поверхностей с радиусами R_1 и R_2 в точке контакта можно определить по формуле

$$\rho_{\text{прив}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad \text{или} \quad \rho_{\text{прив}} = \frac{D_{\text{нп}} D_{\text{вр}}}{2(D_{\text{нп}} \pm D_{\text{вр}})}$$

В последнем выражении обобщенной геометрической характеристикой пары служил приведенный радиус кривизны поверхностей контакта $\rho_{\text{прив}}$, преобразованный в соответствии с нашими обозначениями и условиями эксперимента (при выпуклой поверхности неподвижного образца берется сумма диаметров, при вогнутой – их разность при условии, что $D_{\text{нп}} > D_{\text{вр}}$).

Как показали проведенные эксперименты, износ пары является максимальным для пары кольцо – плоскость" (рис. 3). Учитывая ее, можно будет осуществлять переход и к сопряжениям с иным $\rho_{\text{прив}}$. Это предоставит возможность более широкого обмена результатами трибоиспытаний, облегчит их учет и формирование общей базы данных.

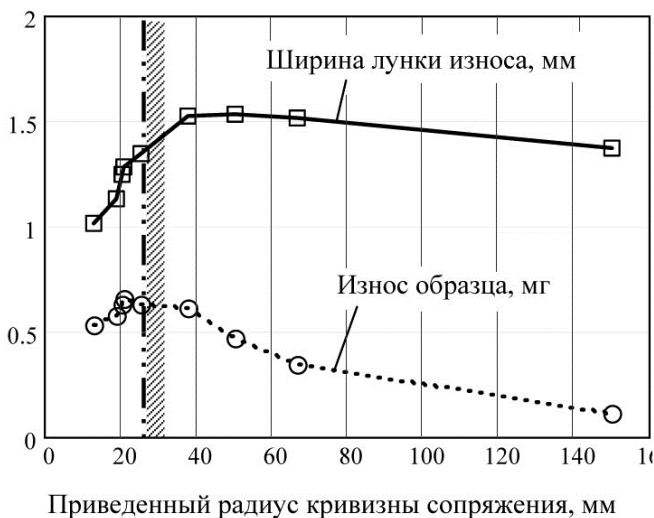


Рис. 3. Зависимость параметров износа неподвижного образца от приведенного радиуса кривизны трибосопряжения. Диаметр вращающегося образца – 50 мм. Вертикальная пунктирная линия отвечает паре "кольцо – плоскость"

При проведении УИ нами особое внимание уделялось включению в них реальных деталей ТС или изготовленных из них образцов и использованию как стандартного, так и специального экспериментального оборудования и приспособлений (рис. 4).



Рис. 4. Внешний вид приспособления для определения трибохарактеристик поверхностей плунжерной втулки дизеля

Одно из них было разработано, изготовлено и смонтировано в резцедержателе токарного станка. Применение данного приспособления позволило существенно расширить возможности ускоренных трибоиспытаний за счет увеличения диапазона скоростей скольжения (частоты вращения от $12,5$ до 1600 мин^{-1} в сравнении с 300 мин^{-1} для машины МИ-1М), а также возможности восстанавливать исходную шероховатость вращающегося образца перед последующим экспериментом без его снятия путем проточки резцом, устанавливаемым в одной позиции с приспособлением (рычаг на время обработки откидывается).

Определение шероховатости трибоповерхностей образцов перед проведением испытаний производилось с помощью профилографа - профилометра мод. 250. Параметры лунки износа L_i после проведения испытаний измерялись не менее чем в 10 сечениях на металлографических микроскопах МИМ-7 или "Neofot – 21", имеющих в окуляре соответствующую сетку для измерений. Получение качественных изображений и фотографий микроструктуры материала образцов достигалось применением специальной цифровой камеры-видеоокуляра DCM 310 3.0 MPix для наблюдений на ПК. Принципиально важной представляется разработка специальных образцов,

позволяющих многократно использовать при проведении УИ (рис. 5, 6).

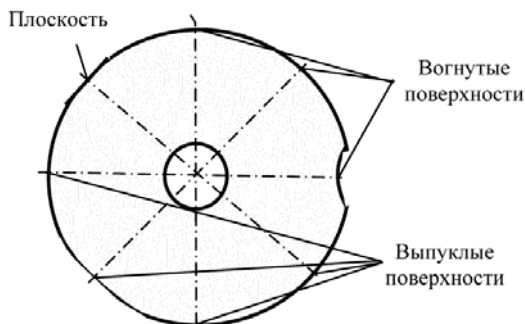
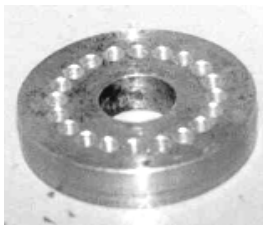


Рис. 5. Внешний вид неподвижного образца многократного применения при УИ

Рис. 6. Специальный образец для изучения влияния на износ кривизны сопрягаемых поверхностей

Выполненные УИ с учетом предлагаемых методических приемов позволили получить данные по микроструктуре, твердости, коэффициентам трения и другим параметрам изнашивания рабочих поверхностей прецизионных деталей топливной аппаратуры средств транспорта (рис. 7).

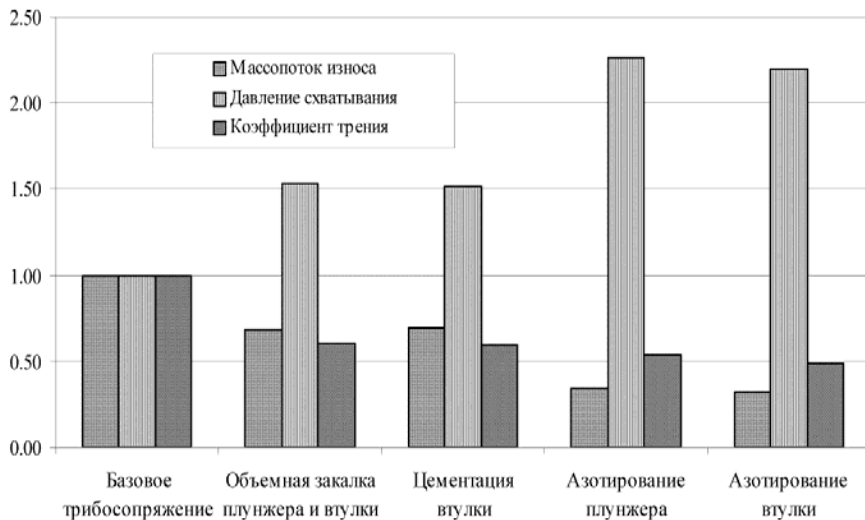


Рис. 7. Влияние технологии упрочнения плунжерных пар ТНВД СОД на относительные значения трибохарактеристик материала их деталей

Таким образом, даже при относительно простом и дешевом оборудовании для ускоренных испытаний при ремонте средств транспорта можно достаточно объективно оценивать трибологические свойства рабочих поверхностей их деталей и создавать соответствующую информационную базу данных. Возможными путями решения этой задачи являются:

- перенос испытаний на простые приспособления, устанавливаемые на станочное оборудование;
- использование в качестве образцов непосредственно трибоповерхностей реальных деталей;
- разработка и использование специальных образцов, позволяющих многократно проводить испытания при одних и тех же исходных характеристиках поверхностей;
- введение обобщенных характеристик трибосопряжений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1982. – 208 с.
2. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. Изд. 9. – М.: Наука, 1981. – 180 с.
3. Шакун С.Н. Усовершенствованная методика определения интенсивности изнашивания // ТЕМА. – 1996. - № 3-4. – С. 34-36.
4. Бабак О.П., Кузьменко А.Г., Пасечник А.А. Лабораторные испытания по схеме "вращающийся цилиндр – плоскость" // Проблемы трибології (Problems of Tribology). – 2000. - № 4. – С. 87-89.
5. Кузьменко А.Г., Бабак О.П. Метод испытаний на износ по схеме "вращающийся цилиндр – плоскость" // То же. – 2000. - № 2. – С. 116-122.
6. Тарапата В.В., Евдокимов В.Д., Шакун С.Н. Определение трибохарактеристик рабочих поверхностей деталей судовых технических средств при ускоренных испытаниях // Судовые энергетические установки: научно - технический сборник. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 122-126.
7. Евдокимов В.Д. Реверсивность трения и качество машин. – К.: Техника, 1977. – 148 с.
8. Прикладная механика: Учебное пособие для вузов / Под ред. К.И. Заблонского. – К.: Вища школа, 1984. – 280 с.

УДК 629.123

Баширов Р.Д., Ахундов М.Б., Мустафаева Е.М.
Азербайджанская государственная морская академия (АГМА)

КОНСТРУКЦИОННОЕ ТОРМОЖЕНИЕ ТРЕЩИНЫ КОНСТРУКЦИЙ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С УЧЕТОМ ПРОЦЕССА ПОВРЕЖДАЕМОСТИ И АГРЕССИВНОСТИ СОДЕРЖИМОГО ПРОДУКТА

Сформулирована и решена математическая задача о конструкционном торможении одиночной трещины в конструкции трубопроводного элемента судовой энергетической установки с учетом процесса повреждаемости материала пластинки и при воздействии внешней агрессивной среды разупрочняющего характера на поверхность трещины. Принимается во внимание наличие возле вершины трещины зоны ослабленных связей. Проведена численная реализация и построены графики зависимостей, отражающие влияние наличия контакта берегов трещины с агрессивной средой и расположения мест приложения тормозящих сил на кинетику развития трещины.

Проблема. Проблема хрупкого разрушения элементов и частей морских судов остается актуальной для мирового судостроения. В ряде публикаций [1, 2 и др.], рассмотрены различного рода факторы, приводящие к хрупкому разрушению конструкций морских судов. В то же время в них практически не уделяется должного внимания проблеме, связанной с экосистемой. А именно: внешняя среда – это и качество, и химический состав морской воды, воздуха, дождя в условиях ухудшающейся экологической обстановки непосредственно влияет на прочностные характеристики судовых корпусов и конструкций, порой снижая их до критически опасного уровня. Учет этого обстоятельства может в будущем стать одним из приоритетных при расчете и проектировании морских судов.

Деформационные характеристики материала конструкций и корпусов морских судов меняются при длительных действиях внешних нагрузок. Это обстоятельство связывается с образованием в материале различного рода мельчайших дефектов, объединяемых общим названием повреждаемость. Этот фактор немаловажен, и его учет может быть осуществлен путем использования при проектировочных работах теории повреждаемости.

Одним из важнейших элементов судна является судовая энергетическая установка, предназначенные для обеспечения всех судовых

потребителей энергией различного вида, в том числе и тепловой энергией, которая вырабатывается в основном котельными установками. Одним из требуемых важных качеств судовых котлов является их высокая надежность. Условия общей надежности судовых котлов определяются необходимой прочностью всех элементов конструкции котла, которые находятся под внутренним или наружным давлением воды и пара. Одним из наиболее характерных видов потери рабочего состояния цилиндрических элементов котлов — труб, коллекторов и корпусов, является образование в них трещин. Этому способствует также агрессивный характер содержимого продукта. Так, например, на повреждения топливных трубопроводов значительное влияние оказывают содержащиеся в топливе сернистые соединения [9]. Исследование трещиностойкости подобных конструкций является актуальным как для задач профилактики их образования, так и для организации ремонтных работ.

В данной статье изучается модельное представление о конструктивном торможении трещины в повреждающейся пластине с учётом влияния контактной агрессивной среды на прочностные характеристики материала пластины.

Постановка задачи. Рассматривается одиночная сквозная продольная трещина топливного трубопровода. Будем считать длину трещины малой по сравнению с диаметром трубопровода, считая, что речь идет о зародышевой трещине. Это позволяет свести единую задачу к модельной задаче об одиночной прямолинейной трещине в бесконечной пластинке при ее растяжении.

Одной из важнейших характеристик сопротивления материала трещинообразованию является либо величина предельной нагрузки, связанная с началом развития трещины, либо время страгивания трещины. Обе эти характеристики зачастую отождествляются с понятием полного разрушения. Для предотвращения катастрофического развития трещины они подкрепляются приклёпанными рёбрами жесткости, препятствующими распространению трещин. При расчетах применяют следующую схематизацию задачи: действие подкрепляющих ребер заменяется четырьмя симметрично расположенными сосредоточенными силами P , приложенными в местах расположения ближайших к трещине заклепок, причем величина этих сил считается заданной. Здесь также будем придерживаться этой схемы

Пластину, содержащую трещину, будем считать тонкой и бесконечной. Её материал будем считать повреждающимся. Примем, что

трещина заполнена агрессивной средой. Отнесём пластину к декартовой системе координат x, y , где ось x расположена вдоль трещины с начальной длиной $2l_0$ симметрично оси y (рис. 1). Толщину пластины будем считать малой по сравнению с размерами трещины, так, что осуществляется плосконапряженное состояние. Пластина растягивается на бесконечности в двух ортогональных направлениях, вдоль и поперек линии расположения трещины напряжениями σ_∞ . Примем, что берега трещины подвержены действию агрессивной среды.

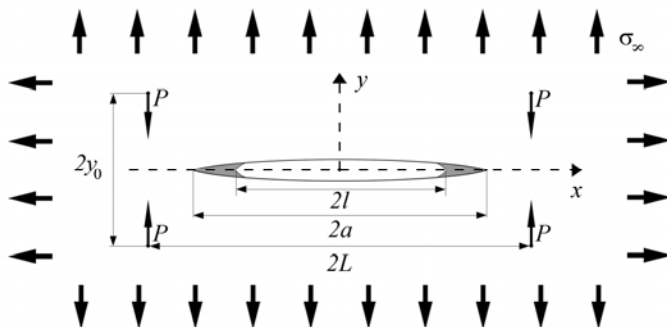


Рис. 1. Схема расположения трещины

Будем считать, что происходящий в объеме материала пластины процесс накопления повреждений описывается соотношениями наследственной теории повреждаемости [3].

$$\mathcal{E}_{ij} = \frac{1}{2\mu} (1 + \Omega^*) S_{ij}; \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{\kappa}, \quad (1)$$

где S_{ij} и $\mathcal{E}_{ij}$ — девиаторы; σ и ε — следы тензоров напряжений σ_{ij} и деформаций ε_{ij} соответственно; μ и κ — мгновенные модули сдвига и объемного сжатия; Ω^* — интегральный оператор наследственного типа, описывающий процесс накопления повреждений, который при монотонном нагружении имеет вид

$$\Omega^* \cdot f = \int_0^t \Omega(t - \tau) f(\tau) d\tau, \quad (2)$$

где t — время.

Будем считать, что материал претерпевает частичное разрушение, то есть теряет сплошность без потери несущей способности при достижении максимальной растягивающей деформацией ε_y своего критического значения, что соответствует второй теории прочности.

Так как на линии расположения трещины касательные напряжения τ_{xy} равны нулю, а нормальные напряжения равны между собой, то согласно указанному критерию прочности условие перехода материала пластины в частично разрушенное состояние имеет вид

$$(1 + \Omega^*) \sigma_y = \sigma_n, \quad (3)$$

где σ_n — предел прочности, зависящий от концентрации агрессивной среды.

Известно, что агрессивные среды оказывают значительное разупрочняющее влияние на механические характеристики металлов. В данной работе, как и в [4] влияние агрессивной среды связывается с проникновением компонент этой среды в тело вследствие диффузии. Количественной мерой степени присутствия вещества среды в теле является концентрация в нем её компонент. Уравнением, характеризующим распределение концентрации агрессивной среды в теле, является параболическое уравнение диффузии, имеющее для плоского случая вид

$$\frac{\partial c}{\partial t} = D \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

с нулевым начальным условием $c(x; y; 0) = 0$ и граничным условием $c(t) = 1$ на поверхности берегов трещины. Здесь c – концентрация компонент агрессивной среды в данной точке пластины, отнесённая к значению её концентрации на берегах трещины.

В данной работе будем придерживаться упрощенного варианта, учитывая зависимость свойств материала от присутствия в объеме материала компонент агрессивной среды через уменьшение предела прочности σ_n , принимая, что

$$\sigma_n = \sigma_{n0} (1 - \gamma c), \quad (5)$$

где γ – эмпирический коэффициент концентрации агрессивной среды. Примем стационарным распределение этой концентрации, которую возьмем в виде линейной убывающей функции, удовлетворяющей уравнению (4):

$$c(x) = \frac{H - x}{H - l}, \quad (6)$$

а также граничному условию $c = 1$ на берегах трещины и условия отсутствия агрессивной среды вдали от неё. Здесь H – характерный поперечный размер пластины, σ_{n0} – предел кратковременной прочности.

После достижения критического значения, деформация ϵ_y обращается в бесконечность, что соответствует появлению скачка поперечного к линии расположения трещины смещения v . Напряжение, при котором материал переходит в частично разрушенное состояние, будет зависеть от развития во времени процессов деформирования и накопления повреждений. Напряжение в частично разрушенном материале будет зависеть от скачка смещения $[v]$. Примем, что в частично разрушенном элементе материала релаксация напряжений такова, что они принимают те же значения $\sigma_r(t)$, что и в разрушающемся элементе, находящимся непосредственно перед кончиком трещины. Полное разрушение с потерей несущей способности происходит при достижении скачком смещения $[v]$ некоторого критического значения, являющегося константой материала:

$$[v] = \delta_{cr}. \quad (7)$$

Это означает, что около кончика магистральной трещины возникает зона частичного разрушения, причем на границе этой зоны с не разрушенным материалом выполняется критерий (5), а на границе с магистральной трещиной – критерий (7).

Решение задачи. Сформулируем соответствующую математическую задачу. Ввиду симметрии, в произвольный момент времени t края трещины будут находиться на оси x в точках $x = \pm l(t)$. Нагрузка на бесконечности $\sigma_{x\infty} = \sigma_{y\infty} = \sigma_\infty$ прикладывается в момент времени $t = 0$ и затем остается неизменной. На продолжении трещины появляется зона частичного разрушения материала, края которой располагаются на оси x в некоторых точках $x = \pm a(t)$ (см. рис. 1)

В силу симметрии задачи достаточно рассмотреть лишь верхнюю полуплоскость $y > 0$. На её границе $y = 0$ должны выполняться следующие условия. Касательные напряжения отсутствуют всюду на границе, поскольку берега трещины свободны от нагрузок, а вне трещины касательное напряжение должно быть равно нулю в силу симметрии, то есть:

$$\sigma_{xy} = 0; \quad y = 0; \quad -\infty < x < +\infty. \quad (8)$$

Нормальное напряжение на самой трещине отсутствует, а в зоне частичного разрушения не зависит от x и равно значению $\sigma_r(t)$, которое достигнуто в рассматриваемый момент времени в элементе на продолжении зоны частичного разрушения $x = \pm a(t)$:

$$\sigma_y = 0; \quad y = 0; \quad |x| < l(t); \quad (9)$$

$$\sigma_y = \sigma_r(t); \quad y = 0; \quad l(t) < |x| < a(t). \quad (10)$$

Вне трещины и зоны частичного разрушения материала ввиду симметрии отсутствует вертикальное смещение

$$v=0; \quad y=0; \quad |x|>a(t). \quad (11)$$

Условия нагружения на бесконечности будут:

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_\infty; \quad \tau_{xy} = 0; \quad x^2 + y^2 \rightarrow \infty. \quad (12)$$

На границе зоны частичного разрушения со сплошным материалом выполняется условие (5):

$$(1+M^*)\sigma_y = \sigma_n; \quad y=0; \quad x=\pm a(t). \quad (13)$$

Граница между трещиной и зоной частичного разрушения определяется условием (7):

$$[v]=2v=\delta_{cr}; \quad y=0; \quad x=\pm l(t). \quad (14)$$

Связь между напряжениями и деформациями в рассматриваемой линейно-упругой повреждающейся пластине описывается линейными соотношениями наследственного типа (1).

Трещина при данной нагрузке может только возрастать, а граничные условия заданы в напряжениях. Это дает возможность для определения напряжений, деформаций и перемещений применить принцип соответствия Вольтера-Работнова. После нахождения формул для напряжений, деформаций и перемещений, выражающихся посредством входящих в граничные условия функций $\sigma_r(r)$, $l(t)$ и $a(t)$, последние далее определяются на основе условий (13) и (14).

Решение соответствующей граничной задачи теории упругости построим, основываясь на методе комплексных потенциалов Колосова-Мусхелишвили [5]. Посредством этих потенциалов $\Phi(z)$ и $\Psi(z)$, где $z = x + iy$ комплексная переменная, напряжения σ_y и τ_{xy} представляются в виде:

$$\sigma_y + i\tau_{xy} = \Phi(z) + \overline{\Phi(z)} + z\Phi'(z) + \Psi(z), \quad (15)$$

а граничные условия (9) и (10) запишутся в виде

$$\begin{cases} \Phi(x) + \overline{\Phi(x)} + x\Phi'(x) + \Psi(x) = 0, & y=0; \quad |x| < l \\ \Phi(x) + \overline{\Phi(x)} + x\Phi'(x) + \Psi(x) = \sigma_r, & y=0; \quad l < |x| < a \end{cases} \quad (16)$$

Представим комплексные потенциалы в виде суммы:

$$\begin{cases} \Phi(z) = \Phi_0(z) + \Phi_1(z) \\ \Psi(z) = \Psi_0(z) + \Psi_1(z) \end{cases} \quad (17)$$

где комплексные потенциалы $\Phi_0(z)$ и $\Psi_0(z)$ представляют решение для сплошной плоскости, нагруженной системой четырех сосредоточенных сил P и усилиями σ_∞ на бесконечности и они имеют вид:

$$\begin{cases} \Phi_0(z) = -\frac{y_0 P}{\pi(1+\theta)} \left[\frac{1}{(z-L)^2 + y_0^2} + \frac{1}{(z+L)^2 + y_0^2} \right] + \frac{1}{4} \sigma_\infty \\ \Psi_0(z) = \frac{\theta y_0 P}{\pi(1+\theta)} \left[\frac{1}{(z-L)^2 + y_0^2} + \frac{1}{(z+L)^2 + y_0^2} \right] + \frac{1}{2} \sigma_\infty \end{cases} \quad (18)$$

где $\theta = \frac{3-\nu}{1+\nu}$; ν - коэффициент Пуассона.

Перейдем к нахождению потенциалов $\Phi_1(z)$ и $\Psi_1(z)$. Введем функцию:

$$\Omega_1(z) = z\Phi_1'(z) + \Psi_1(z). \quad (19)$$

Подставляя (17) с учетом (19) в граничные условия (16) получим:

$$\begin{cases} \Phi_1(x) + \overline{\Phi_1(x)} + \Omega_1(x) = f(x), & y=0; |x| < l \\ \Phi_1(x) + \overline{\Phi_1(x)} + \Omega_1(x) = \sigma_r + f(x), & y=0; l \leq |x| \leq c \end{cases} \quad (20)$$

где функция $f(x) = -[\Phi_0(x) + \overline{\Phi_0(x)} + x\Phi_0'(x) + \Psi_0(x)]$ и с учетом представлений (18) имеет вид:

$$\begin{aligned} f(x) = & \frac{(2-\chi)y_0 P}{\pi(1+\chi)} \left[\frac{1}{(x-L)^2 + y_0^2} + \frac{1}{(x+L)^2 + y_0^2} \right] - \frac{2xy_0 P}{\pi(1+\chi)} \times \\ & \times \left[\frac{x-L}{[(x-L)^2 + y_0^2]^2} + \frac{x+L}{[(x+L)^2 + y_0^2]^2} \right] - \sigma_\infty. \end{aligned} \quad (21)$$

Так как функция $f(z)$ – действительная функция, то $\text{Im}\Omega_1(z) = 0$. Кроме того функции $\Phi_1(z)$ и $\Psi_1(z)$, а тем самым $\Omega_1(z)$ представляют решение граничной задачи с исчезающими на бесконечности напряжениями, то есть $\Omega_1(z) \rightarrow 0$ при $z \rightarrow \infty$. Отсюда $\Omega_1(z) = 0$. Кроме того из-за симметрии задачи относительно оси x имеем:

$$\overline{\Phi_1(z)} = \Phi_1(z). \quad (22)$$

Тогда граничные условия (20) можно записать в виде:

$$\Phi_1(x) + \bar{\Phi}_1(x) = 2g(x), \quad (23)$$

где

$$g(x) = \begin{cases} \frac{1}{2}f(x), & |x| < l \\ \frac{\sigma_r + f(x)}{2}, & l \leq |x| \leq a \end{cases} \quad (24)$$

или с учетом (22) как

$$\Phi_1^+(x) + \Phi_1^-(x) = 2g(x); \quad |x| \leq c, \quad (25)$$

где $\Phi_1^\pm(x)$ предельные значения функции $\Phi_1(z)$ на линии трещины при стремлении соответственно из верхней и нижней полуплоскостей.

Условие (25) определяет соответствующую задачу Римана-Гильберта, решение которой имеет вид

$$\Phi_1(z) = \frac{1}{\pi\sqrt{z^2 - a^2}} \int_{-a}^a \frac{\sqrt{a^2 - x^2} g(x)}{x - z} dx. \quad (26)$$

Из (19) с учетом того, что $\Omega_1(z) = 0$ получим:

$$\Psi_1(z) = \frac{z^2}{\pi(z^2 - a^2)\sqrt{z^2 - a^2}} \int_{-a}^a \frac{\sqrt{a^2 - x^2} g(x)}{x - z} dx. \quad (27)$$

Таким образом, комплексные потенциалы $\Phi(z)$ и $\Psi(z)$ представимы в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} \Phi(z) &= -\frac{y_0 P}{\pi(1+\theta)} \left[\frac{1}{(z-L)^2 + y_0^2} + \frac{1}{(z+L)^2 + y_0^2} \right] + \frac{1}{4} \sigma_\infty + \\ &+ \frac{1}{\pi\sqrt{z^2 - a^2}} \int_{-a}^a \frac{\sqrt{a^2 - x^2} g(x)}{x - z} dx; \\ \Psi(z) &= \frac{\theta y_0 P}{\pi(1+\theta)} \left[\frac{1}{(z-L)^2 + y_0^2} + \frac{1}{(z+L)^2 + y_0^2} \right] + \frac{1}{2} \sigma_\infty + \\ &+ \frac{z^2}{\pi(z^2 - a^2)^{3/2}} \int_{-a}^a \frac{\sqrt{a^2 - x^2} g(x)}{x - z} dx. \end{aligned} \right. \quad (28)$$

На основе этих представлений по формуле Колосова-Мухелишвили [5] определяются напряжения и перемещения. Затем из условий (13) и (14), а также условия ограниченности напряжений и перемещений в зоне вершины трещины получаются три уравнения, относительно трех функций $l(t)$; $a(t)$ и $\sigma_r(t)$.

Будем считать коэффициент Пуассона постоянным. Так как исследуется состояние трещины до момента её страгивания, то напряжения, деформации и перемещения могут быть определены на основе вышеприведенного решения упругой задачи с использованием принципа соответствия Вольтерра-Работнова. После чего с учетом этих представлений для напряжения σ_y и перемещения u в условиях (13) и (14), а также требуя ограничения напряжений в точках $x = \pm a$ получим следующую систему двух интегральных и одного алгебраического уравнений:

$$-\frac{P}{\pi(1+\theta)}Z_1(t) + \pi\sigma_\infty - 2\sigma_r \arccos \frac{l_0}{a(t)} = 0, \quad (29)$$

$$\frac{P}{\pi(1+\theta)} \left\{ Z_2(t) + \int_0^t \Omega(t-\tau) \left(Z_2(\tau) + \frac{4(2-\theta)Ly_0(K(\tau)T(\tau) + M(\tau)R(\tau))}{\pi(K^2(\tau) + M^2(\tau))} \cdot \frac{\sqrt{a^2(t) - a^2(\tau)}a(t)}{(a^2(t) - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2y_0^2} \right) d\tau \right\} + \sigma_r(t) + \quad (30)$$

$$+ \frac{2}{\pi} \int_0^t \sigma_r(\tau) \Omega(t-\tau) \arctg \left(\frac{a(\tau)}{l_0} \sqrt{\frac{a^2(\tau) - l_0^2}{a^2(t) - a^2(\tau)}} \right) d\tau = \sigma_{n0} \left(1 - \gamma \frac{H - a(t)}{H - l_0} \right),$$

$$\begin{aligned} & \frac{\theta+1}{2\mu} \left\{ \frac{4(1-\theta)PLy_0(K(t_0)T(t_0) + M(t_0)R(t_0))}{\pi^2(1-\theta)\sqrt{(a^2(t_0) - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2y_0^2}} J(t_0) + \frac{2}{\pi} \sigma_r(t_0)l_0 \ln \frac{a(t_0)}{l_0} + \right. \\ & + \frac{1}{\pi} \int_0^{t_0} \Omega(t-\tau) \left[\frac{4(2-\theta)PLy_0(K(\tau)T(\tau) + M(\tau)R(\tau))}{\pi(1+\theta)\sqrt{(a^2(\tau) - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2y_0^2}} \cdot \right. \\ & \left. \left. \cdot J(t_0; \tau) + 2\sigma_r(\tau)l_0 \ln \frac{a(\tau)}{l_0} \right] d\tau \right\} = \delta_{cr}, \end{aligned} \quad (31)$$

где приняты обозначения:

$$K = \frac{N}{\sqrt{2}}; \quad M = \frac{S}{\sqrt{2}}; \quad T = \frac{1}{2} \ln \left(\frac{H - H_1}{H + H_1} \cdot \frac{G + G_1}{G - G_1} \right); \quad R = \arctg \frac{A}{B};$$

$$N = \sqrt{\sqrt{(a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2} + a^2 - L^2 + y_0^2}$$

$$S = \sqrt{\sqrt{(a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2} - (a^2 - L^2 + y_0^2)}$$

$$H = a^2 + L^2 + y_0^2 + \sqrt{(a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2} + 2La$$

$$H_1 = \sqrt{2}((a+L)N - y_0 S)$$

$$G = a^2 + L^2 + y_0^2 + \sqrt{(a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2} - 2La$$

$$G_1 = \sqrt{2}((a-L)N + y_0 S)$$

$$A = \sqrt{2}(L \cdot S + \sqrt{2} y_0 a + y_0 N)$$

$$B = a^2 + \sqrt{(a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2} + \sqrt{2} a N - (L^2 + y_0^2)$$

$$Z_1 = \left\{ \left(\frac{\theta - 1}{2} + \frac{3L^2}{2y_0^2} \right) \cdot \frac{MT - KR}{K^2 + M^2} - \right. \\ \left. - \frac{2L}{y_0} \cdot \frac{(KT + MR)((a^2 - L^2 - y_0^2)(L^2 - y_0^2) - 4L^2 y_0^2) - 2Ly_0 a^2 (MT - KR)}{(K^2 + M^2)((a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2)} + \right. \\ \left. + \frac{L^2 + y_0^2}{2y_0} \cdot \frac{(KT + MR)(a^2 - L^2 - y_0^2)L - y_0(a^2 + L^2 + y_0^2)(MT - KR)}{(K^2 + M^2)((a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2)} \right\};$$

$$Z_2 = y_0(\theta - 2) \left(\frac{1}{(a-L)^2 + y_0^2} + \frac{1}{(a+L)^2 + y_0^2} \right) + \\ + 2y_0 a \left(\frac{a-L}{((a-L)^2 + y_0^2)^2} + \frac{a+L}{((a+L)^2 + y_0^2)^2} \right) + \frac{2y_0(\theta - 2)(a^2 + L^2 + y_0^2)}{(a^2 - L^2 + y_0^2)^2 + 4L^2 y_0^2};$$

Уравнение ограниченности напряжения (29) и критерий прочности (30) являются уравнениями относительно двух неизвестных функций $a(t)$ и $\sigma_r(t)$ в период $[0; t_0]$, когда трещина находится в состоянии покоя, имея длину $2l_0$. Уравнение же (31), отражающее условие предельного раскрытия берегов трещины, является уравнением относительно времени t_0 начала движения трещины.

Ввиду математической сложности полученных уравнений с целью получения качественных оценок применим приближенный способ [6], основанный на представлении:

$$\Omega^* f(t) \approx k \cdot (\Omega^* \cdot 1) f(t),$$

где k – параметр, подбираемый по ядру интегрального оператора. Примем в качестве ядра простейшее постоянное $\Omega = \text{const}$, для которого $k = 0,3$. Тогда, переходя к обезразмеренным величинам,

$$\begin{cases} a \leftrightarrow \frac{a}{l_0}; L \leftrightarrow \frac{L}{l_0}; y_0 \leftrightarrow \frac{y_0}{l_0}; t \leftrightarrow \frac{t}{t_0}; \sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{n0}}; \\ \alpha = \frac{\pi \sigma_\infty}{2 \sigma_{n0}}; \Omega \leftrightarrow \Omega t_0; P \leftrightarrow \frac{P}{\sigma_{n0} \cdot l}; \delta_{cr} \leftrightarrow \frac{\pi \mu \delta_{cr}}{(\theta+1) l_0 \sigma_{n0}}; H \leftrightarrow \frac{H}{l_0}, \end{cases} \quad (32)$$

получим следующую упрощенную систему разрешающих уравнений:

$$\begin{cases} -\frac{P}{2\pi(\theta+1)} Z_1(t) + \alpha - \sigma(t) \arccos \frac{1}{a(t)} = 0; \\ \sigma(t) = \frac{1-\gamma \frac{H-a(t)}{H-1}}{1+k\Omega t} \left(1 - \frac{P(1+\Omega t)}{\pi(\theta+1)} Z_2(t) \right); \\ \left(\frac{2(2-\theta)PLy_0(K(1)T(1)+M(1)R(1))}{\pi(\theta+1)\sqrt{(a^2(1)-L^2+y_0^2)^2+4L^2y_0^2}} J(1) + (1)\ln a(1) \right) (1+k\Omega) = \delta_{cr}. \end{cases} \quad (33)$$

Численная реализация. Система уравнений (33) является системой нелинейных алгебраических уравнений. Первые два уравнения служат для определения функций $a(t)$ и $\sigma(t)$. Третье уравнение служит для определения времени t_0 начала движения трещины: согласно виду обезразмеривания (32) – это определение величины Ω .

Подставляя второе уравнение системы (33) в первое, получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно безразмерного характерного размера $a(t)$ зоны ослабленных связей у вершины трещины. Далее используя второе уравнение, из третьего определяется величина Ω , характеризующая время страгивания трещины. Реализация этого алгоритма производилась численно на основе расчетной программы, для данных $\alpha = 0,1$; $\theta = 1$; $\delta_{cr} = 1$; $P = 0,1$; $\gamma = 0,01$; $H = 100$. Результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3, где для наглядности в обозначениях осей указаны размерные величины.

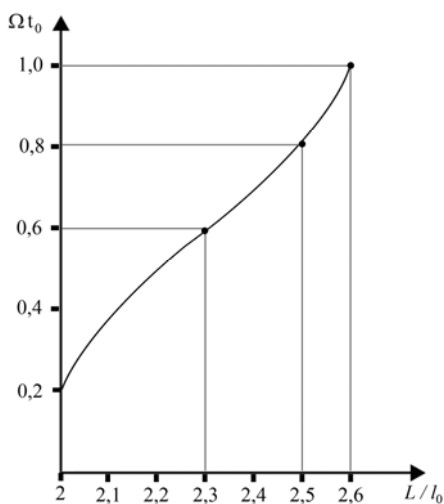


Рис. 2. График зависимости времени начала движения трещины от относительного размера горизонтального расположения точек приложения сосредоточенных сил по отношению к длине трещины

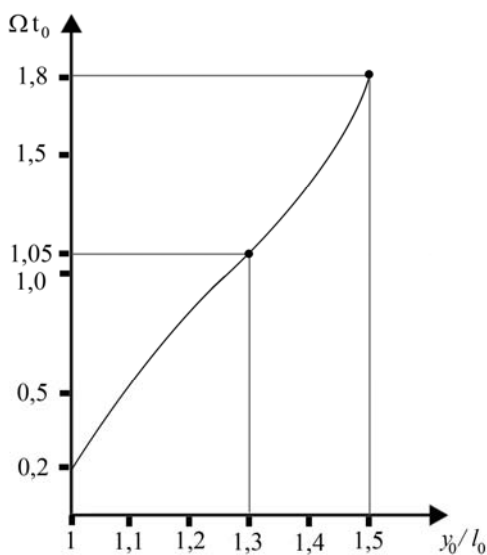


Рис. 3. График зависимости времени начала движения трещины от относительного размера вертикального расположения точек приложения сосредоточенных сил по отношению к длине трещины

Расчетные кривые отражают немонотонный характер зависимостей времени страгивания трещины от относительных размеров как горизонтального, так и вертикального расположения точек приложения сосредоточенных сил P по отношению к длине трещины.

На рис. 4 приведены графики изменения безразмерного усилия $\frac{\sigma_r(t)}{\sigma_{n0}}$ в зоне ослабленных связей для трех значений коэффициента γ концентрации агрессивной среды.

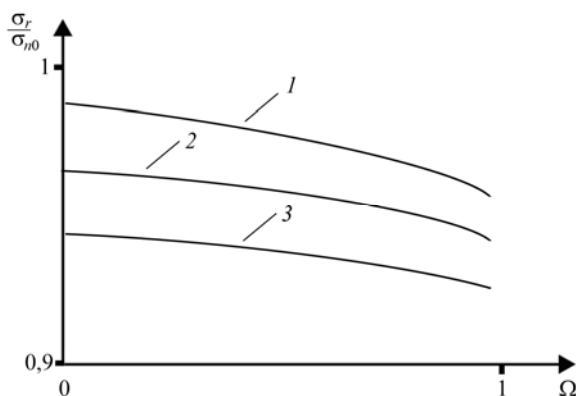


Рис. 4. Кривые изменения напряжения в зоне ослабленных связей у вершины трещины для значений концентрации агрессивной среды: 1 – $\gamma = 0$, 2 – $\gamma = 0,025$, 3 – $\gamma = 0,05$.

Кривые рис. 4 показывают влияние агрессивного заполнителя разреза трещины на кинетику её развития. В частности с увеличением коэффициента концентрации агрессивной среды напряжение в зоне ослабленных связей значительно снижается.

Заключение. Выявлено влияние подверженности берегов трещины действию внешней агрессивной среды на характер напряженного состояния в зоне ослабленных связей у её вершины, сказывающееся на существенном характере снижения уровня напряжений в этой зоне. Показано, что с удалением тормозящих трещину сосредоточенных сил от трещины возрастание времени начала движения трещины имеет нелинейный характер. Выявленные характерные тенденции и закономерности торможения трещины конструкционным путем позволяют более достоверно прогнозировать рабочий ресурс элементов конструкций судовых энергетических установок, и тем самым обеспечить их надежность.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разрушение. (Руководство), т.5. Расчет конструкций на хрупкую прочность. / Под ред. Г. Либовица. – М.: Машиностроение, 1977. – 452 с.
2. Барабанов Н.В. Конструкция корпуса морских судов / Н.В. Барабанов, Г.П. Турмов. – С.-Пб.: Судостроение, 2002. – Т.1. – 448 с.; т.2 – 472 с.
3. Суворова Ю.В. Длительное разрушение изотропной среды в условиях сложного напряженного состояния / Ю.В. Суворова, М.Б. Ахундов // Машиноведение. – 1986. – №4. – С. 40-46.
4. Кулагин Д.А. Моделирование влияния агрессивной окружающей среды на ползучесть и длительную прочность металлов при сложном напряженном состоянии / Д.А. Кулагин, А.М. Локощенко. // Механика твердого тела. – 2004. – №1. – С. 188-199.
5. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. – М.: Наука, 1966. – 708 с.
6. Каминский А.А. Механика разрушения вязкоупругих тел. – Киев: Наукова думка, 1980. – 159 с.
7. Ахундов М.Б. Развитие трещины в агрессивной среде. Качественный анализ / М.Б. Ахундов, Г.А. Сафаров // Механика-машиностроение. – 2007. – №3. – С. 12-14.
8. Ахундов М.Б. Кинетическая модель развития трещины в повреждающейся среде / М.Б. Ахундов, Л.В. Никитин, Ю.В. Суворова // Механика твердого тела. Изв. АН СССР. – 1986. – №5. – С. 128-138.
9. Денисенко Н.И. Судовые котельные установки. / Н.И. Денисенко, И.И. Костылев. – СПб.: Элмор, 2005. – 286 с.

УДК 621.431.74

Абоleshкин С. Е.
ОНМА

ПОКАЗАТЕЛИ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Современное судно представляет собой сложный, энергонасыщенный, высокоавтоматизированный, экологически опасный комплекс, требующий постоянного обслуживания и внимания в процессе проектирования, постройки, эксплуатации.

Для возможности сравнительной оценки экономических, энергетических, экологических, эксплуатационных свойств судна и судовой энергетической установки (СЭУ) ведутся постоянные исследования, разрабатываются методики сравнения, показатели, которые могут носить разносторонний характер, позволять производить сравнительную оценку судов и СЭУ на различных стадиях постройки и эксплуатации судна, сравнивать экономическую, энергетическую, эксплуатационную, экологическую эффективность.

Наряду с этим долгосрочная тенденция к повышению цен на энергоносители предопределяет увеличение доли расходов на топливо в общих эксплуатационных расходах судовладельцев, а ужесточение требований к экологической безопасности приводит к необходимости уделять повышенное внимание техническому состоянию СЭУ и ее элементов.

Анализ современного состояния этих проблем показывает, что они решаются на уровне отдельных технических вопросов: экономии топлива, и масел, диагностирования технического состояния различных узлов судовых технических средств, систем, процессов, сокращения трудоемкости технического обслуживания и ремонта и т. д.

Несмотря на широкий фронт исследований, проводимых в этом направлении, их общая результативность не очень высока. Предлагаемые методики не всегда достаточно информативны и удобны, позволяют выборочно, узконаправленно производить необходимые оценки, не давая общей картины состояния проблемы, что ограничивает широкое использование их на флоте.

Для сравнительной оценки основных типов СЭУ предложено использовать показатель удельной энергоотдачи на единицу финансовых затрат или на единицу массы [1].

$$W_{\text{ГД}} = \frac{1}{\frac{g_{\text{ГД}}}{T_{\text{Э}} \cdot k_{\text{Х}}} + b_e},$$

где $g_{\text{ГД}}$ — удельная масса главного двигателя, кг/кВт; b_e — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч); $T_{\text{Э}}$ — общее время эксплуатации главного двигателя, ч; $k_{\text{Х}}$ — коэффициент ходового времени.

Результаты проверочных расчетов для различных типов главных двигателей СЭУ возрастом до 20 лет при продолжительности эксплуатационного периода 330 суток, коэффициенте ходового времени $k_{\text{Х}}=1$ дали следующие результаты:

- дизельные с МОД $W_{\text{ГД}} = 4.6 \dots 6.5$;
- дизельные с СОД $W_{\text{ГД}} = 4.9 \dots 5.9$;
- газотурбинные $W_{\text{ГД}} = 4.0 \dots 4.7$;
- паротурбинные $W_{\text{ГД}} = 2.9 \dots 3.7$.

Из результатов расчетов следует, что удельная энергоотдача $W_{\text{ГД}}$ может служить комплексным показателем технического совершенства транспортных энергетических установок, поскольку она учитывает взаимосвязь массогабаритных, экономических и надежности характеристик.

На основании анализа различных показателей СЭУ, и в том числе $W_{\text{ГД}}$, можно сделать вывод о том, что в настоящее время преобладают дизельные СЭУ.

Чтобы оценить значимость технического состояния СЭУ для общего повышения эффективности работы морского флота, предложен комплексный обобщенный показатель — коэффициент использования транспортного потенциала (КИТП) γ , представляющий собой отношение фактически выполненной транспортной работы к теоретически возможной в случае полного использования паспортных характеристик судна

$$\gamma = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot \beta \cdot (1 - \lambda),$$

где ρ — коэффициент использования грузоподъемности; δ — коэффициент использования скорости; α — коэффициент использования календарного времени; β — коэффициент использования ходового времени; λ — коэффициент балластных пробегов.

Выполненные расчеты показали, что коэффициент использования транспортного потенциала составляет для речного транспорта от 4%, для морского транспорта — до 20%. Теоретически можно улуч-

шить КИТП за счет повышения эффективности эксплуатации СЭУ в 1.5...2.0 раза при $\delta \rightarrow 1$.

Для оценки перспектив развития различных типов СЭУ при использовании традиционных и альтернативных энергоносителей выполнен анализ эффективности преобразования энергии в основных звеньях энергетических цепей СЭУ. Под коэффициентом полезного использования энергии в i -том звене цепи понимается отношение

$$\eta_i = \frac{U_i^{\text{ВЫХ}}}{U_i^{\text{ВХ}}},$$

где $U_i^{\text{ВХ}}$ — количество подведенной энергии; $U_i^{\text{ВЫХ}}$ — количество отведенной энергии.

При этом под энергетической цепью СЭУ понимается последовательность взаимосвязанных процессов преобразования энергии в технологических процессах энергообеспечения и энергоиспользования от добычи или потребления первичного источника энергии до ее преобразования в транспортную работу.

Для определения общей эффективности преобразования энергии в энергетических цепях и выявления звеньев с наибольшими потенциальными резервами повышения энергетической эффективности были проанализированы наиболее распространенные варианты СЭУ. Результаты расчетов показали следующее:

- дизельные с МОД + ГВ $\eta_i = 41$;
- дизельные с СОД + ГВ $\eta_i = 40$;
- газотурбинные + ГВ $\eta_i = 29$;
- паротурбинные $\eta_i = 29$.

Как следует из проведенного анализа, наибольшие потери энергетического потенциала топлива связаны с его преобразованиями в главных двигателях — 47...60% и в движителях — 7...15%. Отсюда следует, что основным направлением совершенствования СЭУ является повышение экономичности главных двигателей и движителей. Однако повышение энергетической эффективности одного звена не сопровождается таким же увеличением общей эффективности, особенно в тех случаях, когда одновременно увеличиваются потери в других звеньях.

Таким образом, из анализа эффективности энергетических цепей СЭУ различных типов можно заключить, что дизельные энергетические установки имеют существенные преимущества по экономичности перед другими типами установок с превышением около 10%.

На примере контейнеровозов в [2] были предложены следующие критерии эффективности работы судна.

Коэффициент транспортной эффективности

$$N_{TR} = \frac{L_F \cdot v}{L_{LL} \cdot B \cdot H},$$

где L_{LL}, B, H — соответственно длина между перпендикулярами, ширина, высота борта; L_F — грузоподъёмность; v — скорость.

Коэффициент энергетической эффективности

$$N'_{TE} = \frac{L_F \cdot v}{N_e}, \quad N_{TE} = \frac{L_F \cdot v}{B_{\text{ч}}},$$

где N_e — мощность; $B_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива.

Коэффициент контейнерной эффективности

$$N'_{TV} = \frac{L_F \cdot v}{V_B}, \quad N_{TV} = \frac{L_F \cdot v}{V_N},$$

где V_B, V_N — брутто и нетто регистровые вместимости судна.

Командно-специфический транспортный коэффициент

$$N_{TB} = \frac{L_F \cdot v}{\mathcal{E}},$$

где $\mathcal{E}$ — численность экипажа.

Примеры расчета коэффициентов для различных типов (проектов) контейнеровозов показаны на табл. 1 и 2.

Таблица 1. Исходные данные

	L_{LL}	B	H	D_w	TEU*G	v	N_e	$B_{\text{ч}}$	V_B	V_N	$\mathcal{E}$
Пр. 1	83,3	15,5	7,1	4048	186*14,4	12,0	1985	350	2977	1490	18
Пр. 2	84,9	13,4	4,9	2099	130*14,1	11,2	1950	367	2060	696	18

Таблица 2. Результаты расчета

	N_{TR}	N_{TE}	N'_{TE}	N'_{TV}	N'_{TV}	N_{TB}
Пр. 1	3,548	3,826	16,19	21,57	10,79	1785,3
Пр. 2	3,682	2,333	10,53	29,50	9,96	1140,5

Для оценки технического уровня СДУ может быть принят показатель, учитывающий как эксплуатационные, так и технико-экономические факторы. Как правило, значения параметров сравни-

ваемых СДУ достаточно близки по величине и превосходство некоторых качеств одного двигателя могут компенсироваться высокими значениями иных качеств у другого. Сравниваемые параметры имеют разное значение при оценке технического уровня СДУ, поэтому необходимо ввести коэффициент значимости ($0 < K_3 < 1$), учитывая весомость параметра [3].

Коэффициент технического уровня представляет собой формализованное обобщение отобранных технико-экономических и эксплуатационных показателей и может быть представлен в виде

$$K_{\text{ты}} = \sum_{i=1}^n K_{zi} \frac{a_i}{a_{i0}},$$

где a_i — значение i -го показателя; a_{i0} — эталонное значение i -го показателя; K_{zi} — коэффициент значимости i -го показателя; n — число отобранных показателей.

Для предварительной интегральной оценки качества гидромеханического комплекса может быть использован аналог адмиралтейского коэффициента или показатель пропульсивного качества [3].

$$C_w = \frac{D^{2/3} v^3}{N_e},$$

где D — массовое водоизмещение; v — скорость судна; N_e — эффективная мощность.

Принято считать, что чем выше показатель, тем более совершеннее судно, тем меньше расход мощности и топлива, необходимых для выполнения заданного объема работ.

Анализ результатов расчета коэффициента C_w показал, что наиболее эффективные СЭУ у группы универсальных РО-РО, обладающих высокими скоростями и дедвейтами. За ними следуют лихтеровозы, универсальные суда, балкеры.

В общем случае интегральный показатель технического состояния элемента СЭУ может представлять собой отношение текущего КПД η к эталонному η_0 для данного режима. В общем виде показатель имеет вид

$$W_i = \frac{\eta}{\eta_0(a, b)},$$

где a, b — показатели текущего режима работы элемента СЭУ.

В качестве обобщенного интегрального критерия для определения технического состояния ГД в условиях эксплуатации целесообразно, на наш взгляд, принять падение индикаторного коэффициента полезного действия (КПД) η_i по сравнению с эталонным η_{i0} , соответствующим текущему эксплуатационному режиму, определяемому средним индикаторным давлением p_{mi} и частотой вращения вала дизеля n [4]. Такой критерий позволит оперативно оценить изменение технического состояния ГД, после чего с использованием необходимых технических средств определить причину возникших отклонений, принять необходимые меры к устранению неисправностей. Это позволит не только избежать возникновения аварийных ситуаций и поломок, но и сэкономить топливо, т.к. изменение индикаторного КПД непосредственно указывает на изменение расхода топлива.

Интегральный показатель технического состояния это отношение текущего индикаторного КПД η_i к эталонному η_{i0} для данного режима

$$W_i = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}(p_{mi}, n)},$$

где p_{mi} , n — среднее индикаторное давление, частота вращения вала двигателя для текущего режима работы.

В случае изменения интегрального показателя технического состояния ГД W_i в процессе эксплуатации судовой экипаж должен корректировать режим работы, а также, основываясь на результатах диагностирования, выполнить необходимое техническое обслуживание или ремонт.

Проведенные эксплуатационные испытания [5] показали, что интегральный относительный показатель технического состояния главного судового дизеля W_i достаточно информативен и может быть определен на любом эксплуатационном режиме.

Методика расчёта коэффициента энергетической эффективности K_{κ} предложена в работе [6]. Коэффициент предложен согласно требованиям ИМО. Расчетный коэффициент энергоэффективности судна $K_{\kappa(р)}$ в процессе освидетельствования судна не должен превышать уровня предельно допустимого базового значения для однотипного судна $K_{\kappa(б)}$. Это позволит на стадии проектирования и эксплуатации использовать экономически более эффективные и надежные двигатели, устройства, системы, конструкции и технологии.

Предлагаемые методики и критерии позволяют производить оценку отдельного фактора, не давая общую оценку эффективности самого судна, его СЭУ, технического состояния отдельных элементов и систем.

Одним из условий преодоления этих противоречий является необходимость комплексного концептуального преобразования системы оценки эффективности судна, СЭУ, его технического состояния, безопасности эксплуатации на базе современных средств и методов прогрессивных информационных технологий.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие основные задачи:

- определить необходимые группы показателей, их состав, показать методику их формирования и определения;
- сделать сравнительный анализ и определить наиболее перспективные типы энергетических установок морских судов и основные тенденции развития их конструктивных особенностей и технической эксплуатации;
- рассмотреть системные критерии, показатели, методы оценки эффективности судна, СЭУ, его эксплуатационных качеств, безопасности работы;
- определить объекты, устройства, системы и процессы для которых необходимо получение соответствующих методик, показателей оценки эффективности;
- определить концептуальные направления развития судовых технических средств, систем и процессов.

Современное развитие информационных технологий создает предпосылки для создания комплексных систем оценки эффективности элемента, его технического состояния на качественно новом уровне. Реализация этих возможностей требует использования современных информационных и технических решений, методов математической статистики, высокого уровня формализации процедур сбора, обработки, анализа исходной информации, получения необходимых качественных результатов, принятия решения, т. е. качественно нового уровня организации информационной среды.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шишкин В. А. Состояние и перспективы совершенствования технической эксплуатации судовых энергетических установок «а базе средств и методов диагностики // Тез. докл. Все-

- росс. науч. конф. «Параметры перспективных транспортных систем России». – М, 1994. – С. 462.
2. Суворов П.С. Динамика двигателя в судовом пропульсивном комплексе. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с.
 3. Разработка способов оценки качества энергетических установок судов Отчет о НИР. № Гос. рег. 01890010179, Одесса, 1992. – 64 с.
 4. Конаков Г.А., Чорба В.А., Абоleshкин С.Е. Интегральная оценка технического состояния судового малооборотного дизеля в составе пропульсивного комплекса в условиях эксплуатации // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: ЭИ. – М: В/О «Мортехинформреклама». – 1989. – Вып. 16 (708). – С. 15-21.
 5. Абоleshкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.. Вып. 11. – Одесса: ОНМА, 2004. – С. 132-139.
 6. Голиков В.А., Обертюр К.Л., Кирис В.А. Модель расчета конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 23-34.

УДК 621.436.1:532.135

Козицький С.В., Кіріян С.В.
ОНМА

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ДЕМПФЕРІВ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Сучасні тенденції збільшення потужності циліндрів суднових дизельних установок та ускладнення їх конструкцій зумовлюють зростання впливу динамічних навантажень на усі основні деталі, що викликає їх пошкодження та зниження надійності. Однією з найбільш напружених деталей є валопровід, на якому концентрується уся енергія двигуна у процесі руху судна. Тому надійність сучасних дизельних установок залежить від вирішення проблеми динаміки валопроводу.

Основним збудником коливань системи валопроводу в дизельній установці є двигун. За рахунок збільшення потужності двигуна все складніше стає уникати сильних резонансів у робочому діапазоні частот обертання. Значні амплітуди крутильних коливань, що виникають, і викликані ними змінні сили та моменти впливають на довговічність валопроводу і зумовлюють зношування та пошкодження деталей. Вихід з ладу колінчатих валів зумовлений, головним чином, високим рівнем дотичних напруг від крутильних коливань при недостатньому запасі міцності та зменшенні межі витривалості матеріалу. Отже суттєвим у цьому напрямі є зменшення рівня амплітуд виникаючих коливань валопроводу. Відомі різні методи та засоби боротьби з недопустимими коливаннями суднових валопроводів, а саме: заміна жорсткісних та інерційних характеристик, балансування та зрівноважування, застосування різних засобів гасіння коливань тощо. Одним з конструктивних рішень на шляху зниження негативного впливу наслідків коливань на роботу СЕУ в цілому є застосування демпферів, зокрема, силіконових, як найбільш поширених (рис. 1). Безвідмовність роботи демпфера ґрунтується на здатності силіконової рідини в результаті появи в ній сил в'язкого тертя при відносному русі інерційної маси 2 поглинати енергію крутильних коливань, пропорційну моменту в'язкого тертя та амплітуді відносних переміщень маховика. У свою чергу, в результаті порушень в роботі демпфера, таких як заклинювання маховика, істотна зміна експлуатаційних характеристик силікону, виникає небезпека розвитку коливань, тому що як при дуже великому так і дуже малому терті,

демпфер енергії поглинати не буде: в першому випадку є велика сила тертя, але відсутнє помітне переміщення, а в другому випадку є відносні переміщення маховика в корпусі, але практично відсутня сила тертя.

Очевидно, між цими двома крайніми значеннями моментів тертя існує деяке проміжне значення величини моменту, при якому поглинання енергії коливань демпфером буде досягати максимуму і настройка демпфера буде оптимальною. Тому одним із завдань оцінки параметрів демпфера є визначення найвигідніших умов демпфування в залежності від розмірів демпфера, величини зазору між корпусом і маховиком та в'язкості рідини.

Метою роботи є дослідження впливу реологічних властивостей силіконової рідини на роботу демпферів крутильних коливань.

АНАЛІЗ РОБОТИ ДЕМПФЕРА НА СИЛІКОНІ

Силіконові рідини, які застосовують в демпферах коливань, представлені високов'язкими кремнійорганічними сполуками на основі поліметилсилоксану [1]. Його використання в демпферах обумовлено суттєвою мастильною здатністю при найкращих в'язкісно-температурних характеристиках (рис. 2) [2], а також підвищеною стійкістю до окислення і більш високою температурою спалаху порівняно з мастилами на нафтовій основі тієї самої в'язкості [3].

Однак, на відміну від мастил на нафтовій основі [4, 5], в'язкість силіконових рідин "в об'ємі" (де поле поверхневих сил маховика і корпусу не впливає на структуру рідини) залежить також і від швидкості зсувної деформації γ (рис. 3) [6, 7].

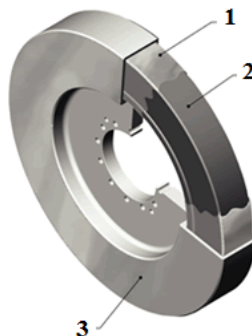


Рис. 1. Силіконовий демпфер:
1 – силіконова рідина,
2 – інерційна маса, 3 – корпус

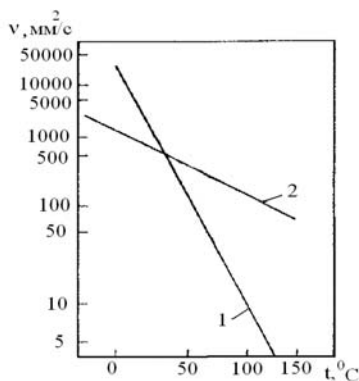


Рис. 2. Залежність кінематичної в'язкості v від температури t :
1 – мінеральне мастило SAE 30,
2 – поліметилсилоксан

Як відомо, для ньютонівських рідин з високою точністю виконується закон Ньютона

$$\sigma = \frac{F}{S} = -\eta \frac{dV}{dz} = -\eta \cdot \gamma, \quad (1)$$

де коефіцієнт динамічної в'язкості $\eta = \nu\rho$ — величина стала, γ — швидкість зсувної деформації (градієнт швидкості).

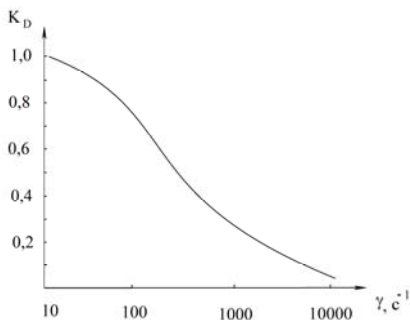


Рис. 3. Залежність відносної в'язкості K_D поліметилсилоксану від швидкості зсувної деформації γ [7]

Однак, для рідин, які утворені високомолекулярними сполуками та неоднорідних рідин необхідно враховувати взаємодію на малих відстанях, тобто проводити аналіз в області ближнього порядку. На таких відстанях взаємодія між молекулами досить велика, молекули рідини структурно організовані і тому, як і тверді тіла, здатні до прояву пружних властивостей. Одночасний прояв цих властивостей рідини (пластичності, плинності і

пружності) обумовлює складний характер виникаючої течії для рідин зі значним значенням в'язкості. Для таких рідин (неньютонівських) реологія описується нелінійним рівнянням [8]

$$\sigma = k \cdot \gamma^n, \quad (2)$$

де k — стала величина, а $n \neq 1$.

Якщо цей вираз привести до вигляду

$$\sigma = (k\gamma^{n-1}) \cdot \gamma, \quad (3)$$

то видно, що сама в'язкість η є функцією швидкості зрушення:

$$\eta = k\gamma^{n-1}. \quad (4)$$

В окремому випадку, при $n = 1$, в'язкість не залежить від швидкості деформації зсуву і рівняння (2) описує ньютонівські рідини.

Для силіконових рідин в рівнянні (4) через зменшення в'язкості при збільшенні γ відповідає випадок $n < 1$.

Численні дослідження показують, що в'язкість силіконової рідини зменшується зі збільшенням швидкості зсуву dV/dz шарів за законом [9]

$$v = v_0 \frac{1}{\sqrt{1 + k \cdot (dV / dz)}}, \quad (5)$$

де v_0 — кінематична в'язкість при швидкості зсуву кульок $dV/dz \rightarrow 0$, k — коефіцієнт, який визначений експериментально для силіконів різної в'язкості і має порядок $k \sim 10^{-5}$.

Розрахуємо момент, що виникає в заповненому силіконом демпфері за формулою

$$M = \int_0^p R dF = \rho \int_0^S R \cdot v \gamma \cdot dS, \quad (6)$$

де R — радіус розташування елементарних площадок dS .

Оскільки при крутильних коливаннях кут $\varphi = \varphi_0 \cdot \cos \omega t$ змінюється за гармонічним законом, представимо градієнт швидкості як

$$\gamma = \frac{dV}{dz} \approx \frac{R d\varphi}{h} = \frac{R \varphi_0 \omega}{h} \cos \omega t, \quad (7)$$

де h — відстань між поверхнями та φ_0 — амплітуда крутильних коливань.

Підставляючи (5) і (7) у вираз для моменту (6), отримуємо

$$M = \rho v_0 \int_0^S \frac{R^2 \varphi_0 \omega \cos \omega t \cdot dS}{h \sqrt{1 + k \frac{R}{h} \varphi_0 \omega \cos \omega t}}. \quad (8)$$

У звичайному конструктивному оформленні демпфера є дві торцеві поверхні махової маси та кожуха і дві циліндричні поверхні, елементарні площадки яких визначаються як

$$\begin{aligned} dS_b &= 2\pi R_b \cdot dL, \\ dS_3 &= 2\pi R_3 \cdot dL, \\ dS_6 &= 4\pi R dR. \end{aligned} \quad (9)$$

де R_3 , R_b — зовнішній і внутрішній радіуси маховика демпфера, L — його ширина, S_6 — площа бічної поверхні.

В результаті інтегрування виразу (8) отримуємо

$$M = M_b + M_3 + M_6. \quad (10)$$

де M_b , M_3 , M_6 — відповідно зовнішній, внутрішній та бічний моменти.

Для перших двох доданків безпосередньо отримуємо

$$M_1 = \frac{\pi L \rho v_0}{4h} \frac{(R_3 + R_B)^3 \varphi_0 \omega \cos \omega t}{\sqrt{1 + k \frac{(R_3 + R_B)}{h} \varphi_0 \omega \cos \omega t}}. \quad (11)$$

Для знаходження останнього доданка отримуюмо наступний інтеграл

$$M_2 = \frac{2\pi \rho v_0}{h} \int_{R_B}^{R_3} \frac{R^3 \varphi_0 \omega \cos \omega t dR}{\sqrt{1 + k \frac{R}{h} \varphi_0 \omega \cos \omega t}}. \quad (12)$$

Введемо позначення

$$\alpha = \frac{k}{h} \varphi_0 \omega \cos \omega t, \quad \beta = (2\pi \rho v_0 \varphi_0 \omega \cos \omega t) / h,$$

тоді $M_2 = \beta \int_0^{R_B} \frac{R^3 dR}{\sqrt{1 + \alpha R}}.$

Проведемо заміну змінних $z = 1 + \alpha R$, і після інтегрування маємо

$$M_2 = \frac{\beta}{\alpha^3} \int_1^{z_0} \frac{(z-1)^3}{\sqrt{z}} = \frac{\beta}{\alpha^3} \left[\frac{2}{7} z_0^{7/2} - \frac{6}{5} z_0^{5/2} + 2 z_0^{3/2} - 2 z_0^{1/2} - \frac{2}{7} + \frac{6}{5} \right]. \quad (13)$$

З виразів (11) та (13) отримуюмо формулу, яка визначає величину моменту, що викликає згасання крутильних коливань:

$$M_2 = \frac{\beta}{\alpha^3} \int_1^{z_0} \frac{(z-1)^3}{\sqrt{z}} = \frac{\beta}{\alpha^3} \left[\frac{2}{7} z_0^{7/2} - \frac{6}{5} z_0^{5/2} + 2 z_0^{3/2} - 2 z_0^{1/2} - \frac{2}{7} + \frac{6}{5} \right], \quad (14)$$

де $z_0 = 1 + \alpha R_B$.

Отримані формули є точними, але незручні для аналізу залежності моменту сил опору від параметрів демпфера та властивостей силікону. Отримаємо наближені формули, скориставшись тим, що $k \cdot (R/h) \sim 10^{-5} \cdot 10^3 \sim 10^{-2}$, а $\varphi_0 \omega \cos \omega t \sim 1$, тоді

$$\frac{1}{\sqrt{1 + k \frac{R}{h} \varphi_0 \omega \cos \omega t}} = \left(1 + k \frac{R}{h} \varphi_0 \omega \cos \omega t \right)^{-1/2} = 1 - \frac{1}{2} k \frac{R}{h} (\varphi_0 \omega \cos \omega t).$$

У такому випадку формулу (11) перепишемо у вигляді

$$M_1 = \frac{\pi L \rho v_0}{4h} (R_3 + R_B)^3 \cdot \varphi_0 \omega \cos \omega t \left(1 - \frac{1}{2} k \frac{R_3 + R_B}{h} \varphi_0 \omega \cos \omega t \right), \quad (15)$$

а інтеграл (12) запишемо у вигляді

$$M_2 = \beta \int_0^{R_B} R^3 \left(1 - \frac{1}{2} k \frac{R}{h} (\varphi_0 \omega \cdot \cos \omega t) \right) dR,$$

звідки отримуємо

$$M_2 = \beta R_B^4 \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{5} \cdot k \frac{R_B}{h} (\varphi_0 \omega \cdot \cos \omega t) \right).$$

Повертаючись до початкових позначень, маємо

$$M_2 = \frac{\pi \rho v_0}{4h} R_B^4 \cdot (\varphi_0 \omega \cdot \cos \omega t) \cdot \left(1 - \frac{4}{5} \cdot k \frac{R_B}{h} (\varphi_0 \omega \cdot \cos \omega t) \right). \quad (16)$$

Тоді для загального моменту сил опору маємо

$$M = \frac{\pi \rho v_0}{4h} \cdot (\varphi_0 \omega \cos \omega t) \times \left[L \cdot (R_3 + R_B)^3 \left(1 - \frac{k(R_3 + R_B)}{2h} (\varphi_0 \omega \cdot \cos \omega t) \right) + R_B^4 \left(1 - \frac{4kR_B}{5h} (\varphi_0 \omega \cdot \cos \omega t) \right) \right]. \quad (17)$$

Знайдемо $\bar{M}/T$ — середнє значення моменту сил, що виникає у демпфері за один період. Оскільки момент діє при кожному напрямі обертання, то необхідно визначити наступні середні значення:

$$\overline{|\cos \omega t|} = \int_0^T |\cos \omega t| dt = \frac{4}{\omega},$$

$$\overline{\cos^2 \omega t} = \int_0^T (\cos^2 \omega t) dt = \frac{\pi}{\omega}.$$

Тоді маємо

$$\frac{\bar{M}}{T} = \frac{\pi \rho v_0}{h} \cdot \varphi_0 \left[L \cdot (R_3 + R_B)^3 \left(1 - \frac{k(R_3 + R_B)}{8h} \varphi_0 \omega \right) + R_B^4 \left(1 - \frac{kR_B}{5h} \varphi_0 \omega \right) \right] \quad (18)$$

Аналіз останньої формули вказує, що момент сил опору пропорційний кінематичній в'язкості рідини v_0 , якою заповнений демпфер, обернено пропорційний величині зазору h у демпфері та суттєво залежить від розмірів демпфера.

Найсуттєвішим є те, що у випадку силіконів при збільшенні градієнта швидкості момент сил тертя зменшується, на що вказує знак у додаткових членах.

ВИСНОВКИ

Аналіз проведеного дослідження вказує, що більш ефективної дії при демпфуванні коливань можна досягти вибором такої в'язкої речовини, для якої при збільшенні градієнта швидкості зростає коефіцієнт в'язкості. Характерним прикладом таких речовин можуть бути дилатантні рідини, реологічні властивості яких описуються рівнянням (2) при $n > 1$. При цьому вони повинні також характеризуватися високою мастильною здатністю і незначною залежністю в'язкості від температури.

ЛІТЕРАТУРА

1. Родин П. Т. Эксплуатация силиконовых демпферов крутильных колебаний валопроводов судовых дизелей / П. Т. Родин. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1980. – 41 с.
2. Кламанн Д. Смазки и родственные продукты / Д. Кламанн. – М.: Химия, 1988. – 488 с. – ISBN 5-7245-0130-9.
3. Андрианов К. А. Кремнийорганические соединения / К. А. Адрианов. – М., 1955. – 520 с.
4. Беркович И. И. Трибология / И. И. Беркович, Д. Г. Громаковский. – Самар. гос. техн. ун-т. Самара, 2000. – 267 с.
5. Кириян С.В. Реология моторных масел с квазжидкокристаллическими слоями в триаде трения / С.В. Кириян, Б.А. Алтоиз // Трение и износ. – 2010. – Т 31, № 3. – С. 312 – 318.
6. Schultheisz C. Certification of the Rheological Behaviour of SRM 2491, Polydimethylsiloxane / C. Schultheisz, K. Flynn, and S. Leigh // National Institute of Standards and Technology. – Режим доступа: <http://www.nist.gov/srm/upload/sp260-147.pdf>
7. Родин П. Т. Регулирование колебаний валопроводов судовых дизельных установок: дис. доктора техн. наук: 05.08.05 / Родин Петр Тихонович. – Одесса, 1992. – 385 с.
8. Козицький С. В. Механіка / – С. В. Козицький, Д. Д. Поліщук. – Одеса: Астропринт, 2011. – 472 с.
9. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П. А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.

УДК 629.123.56: 628.394.6:628.515

Абрамов В.А.
ОНМА

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ
СТАБИЛИЗАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ КИСЛОТНЫХ
ПРОМЫВОЧНЫХ ВОД ИЗ СИСТЕМ ИНЕРТНЫХ ГАЗОВ
ТАНКЕРОВ, ПЕРЕД ИХ УДАЛЕНИЕМ ЗА БОРТ**

В связи с быстрым развитием новых технологий и техники все большее значение в научно-исследовательских и инженерных работах приобретают вопросы, связанные с защитой окружающей среды от загрязнений и главным образом атмосферного воздуха и водного бассейна. Это тем более актуально, т.к. интенсификация деятельности человека в последние десятилетия приводит к нарушению сложившегося в природе равновесия, в результате чего и возникает множество экологических проблем.

Причем, основной причиной антропогенно-техногенного загрязнения является, как правило, не высокий уровень производства, а несовершенство с экологической точки зрения применяемых технологий. Существенной составной частью общей проблемы является предотвращение загрязнения моря. Морской транспорт одним из первых столкнулся с задачей по предотвращению загрязнения Мирового океана. В настоящее время во всех странах, имеющих флот, в соответствии с Международной конвенцией по предотвращению загрязнения моря с судов — МАРПОЛ 73/78 [1], уделяется большое внимание проблеме по защите окружающей среды от загрязнения отходами, возникающими во время эксплуатации судов и, в частности, при сливе отработанных вод за борт.

Как известно [2], суда используют морскую воду в качестве технологической жидкости для различных нужд. После такого использования забортная вода возвращается в морскую среду качественно измененной. Например, забортную морскую воду используют на судах для мойки грузовых и производственных помещений, различных механизмов и устройств. Забортная вода необходима судну и для использования в качестве переменного балласта с целью обеспечения необходимых условий мореходности. Морскую воду используют на судах также для бытовых и санитарно-гигиенических нужд. И, наконец, забортную воду используют для обеспечения работы судовой энергетической установки (СЭУ) — для охлаждения различных

рабочих тел, механизмов, устройств, и, в частности, для охлаждения и очистки выхлопных (дымовых) газов в системе инертных газов (СИГ) танкеров [2 - 4]. СИГ обеспечивает поддержание в грузовых танках инертной газовой среды с содержанием кислорода не более 5 % по объему. Это в свою очередь предотвращает образование взрывоопасной смеси в грузовых танках танкеров при погрузке и выгрузке (главным образом) во время балластных переходов и в период мойки танков.

В качестве источника инертных газов на танкерах, в основном, используются отработавшие газы, отбираемые из газоходов главного и вспомогательного котлов, автономного газогенератора, а в некоторых случаях и газотурбинной установки, если она снабжена камерой дожигания топлива. Использование выпускных газов дизелей на современных судах распространения не получило из-за высокого содержания в них кислорода. Схематичные изображения судовой СИГ с отбором топочных газов из дымохода котла и автономного генератора газа (камера сгорания для получения газов и скруббер для их очистки и охлаждения – в одном агрегате) приведены, соответственно, на рис. 1 и 2.

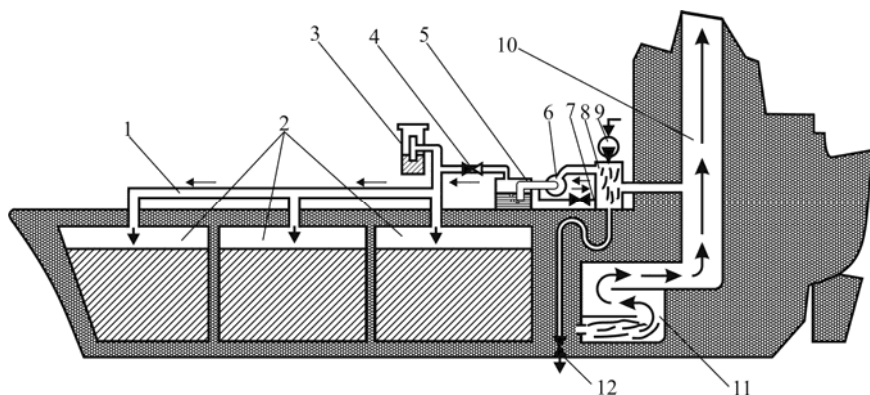


Рис. 1. Схема судовой системы инертных газов с отбором топочных газов из дымохода котла: 1 — магистраль подачи инертных газов; 2 — грузовые цистерны (танки); 3 — жидкостное предохранительное устройство для сброса давления и снятия вакуума; 4 — не возвратный клапан; 5 — палубной гидравлический затвор; 6 — нагнетатель инертных газов; 7 — рециркуляционный трубопровод; 8 — скруббер для промывки и охлаждения газов; 9 — насос заборной промывочной воды; 10 — дымоход котла; 11 — судовой паровой котел; 12 — слив отработанной промывочной воды из скруббера за борт.

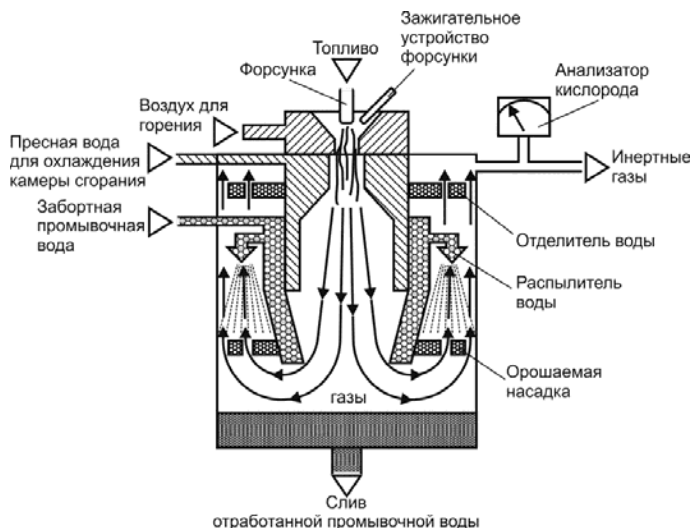


Рис. 2. Схема автономного генератора газа

Перед подачей в грузовые танки, дымовые газы пропускают через скруббер (охладитель-очиститель), в котором отработавшие газы промывают заборной водой, непрерывно подаваемой в скруббер специальным насосом. Основным функциональным назначением скруббера является эффективное охлаждение газов и очистка их от двуокиси серы (SO_2) и несгоревших твердых частиц. Примерный состав топочного газа из типовых морских котлов и очищенного инертного газа после скруббера СИГ приведен в табл. 1.

Очищенный и охлажденный таким образом газ, с помощью нагнетателя подают в грузовые помещения танкера, а отработанную промывочную воду (ОПВ) сливают из скруббера за борт. При контакте воды в скруббере с дымовыми газами происходит её насыщение окислами серы (прежде всего SO_2), содержащимися в отработавших газах с образованием раствора сернистой (H_2SO_3) и частично серной (H_2SO_4) кислот. При этом величина pH сливаемой из скруббера воды снижается до 2,5÷4,0, т.е. вода становится кислой. Это, в свою очередь, приводит к закислению акваторий портов, нефтегавной и морей, что несовместимо с возрастающими требованиями по охране окружающей среды от загрязнений при сливе отработавших растворов за борт. Поэтому разработка мероприятий по предотвращению загрязнения моря при удалении кислотосодержащих вод из СИГ танкеров за борт приобретает важное значение и актуальна.

Таблица 1. – Примерный объёмный состав топочного
и очищенного инертного газов

Компонент	Объёмный состав, %	
	Топочный газ	Очищенный инертный газ
Азот (N_2)	Около 80,0	76,2...83,4
Двуокись углерода (CO_2)	До 15,0	12,0...14,0
Кислород (O_2)	До 5,0	2,0...4,0
Двуокись серы (SO_2)	0,1...0,3	0,0...0,1
Оксид углерода (CO)	0,1	следы
Водород (H_2)	0,05	следы
Водяные пары (H_2O) и твердые частицы (сажа)	Остальное по балансу	Остальное по балансу

Примечание: Газ, аналогичный составу топочного газа, получается и при применении автономных генераторов инертного газа, однако в случае использования топлива, очищенного от серы, содержание двуокиси серы (SO_2) будет значительно меньше.

Необходимо отметить, что настоящая публикация является логическим продолжением проводимых на кафедре СТЭ и ХТ ОНМА в течение ряда лет исследований по разработке методов и устройств для предотвращения биологического обрастания, накипеобразования, а также удаления эксплуатационных отложений в элементах СЭУ [5, 6]. Все эти методики основаны на одном и том же процессе – управлении карбонатным равновесием морской воды, путём регулирования её величины pH, за счет насыщения циркулирующей в системе забортной воды отработавшими газами СЭУ для повышения ее кислотности до определенного уровня (в зависимости от конкретного проводимого режима). В связи с этим возник интерес к решению обратной задачи – уменьшению кислотности ОПВ из СИГ танкеров перед их удалением за борт, т.е. разработке экономически эффективной и одновременно экологически безопасной технологии стабилизационной обработки кислотных ОПВ, с целью защиты окружающей среды от загрязнений при сливе этих вод за борт.

Согласно квалификации современных СИГ, приведенных в [4], можно выделить системы шести типов: А, Б, В, Г, Д и Е, общее назначение которых – поддержание в грузовых помещениях заданных параметров газовой среды на всех стадиях эксплуатации судна. Из всей этой группы системы типа А относятся к системам без до-

полнительной обработки газов и, соответственно, ОПВ, а остальные – с дополнительной очисткой и обработкой (типа Б, В) или с получением инертных газов от ГТУ (типа Г) и автономных газогенераторов (типа Д, Е).

Наибольшее распространение на судах получили системы типа А и Б. Поэтому для простоты анализа и сравнения существующих и предлагаемого способов стабилизационной обработки газов и ОПВ рассмотрим эти два основных типа СИГ, схемы которых приведены на рис. 3.

Тип А (рис. 3 а) – системы с отбором отработавших газов от дымоходов главных, вспомогательных или утилизационных котлов с очисткой и охлаждением газов в скрубберах только при помощи забортной промывочной воды. Это наиболее простые и дешевые, так называемые, стандартные системы инертных газов, получившие наибольшее распространение на флоте. Степень очистки в них от твердых частиц (сажи) и окислов серы (SO_2 , SO_3) достаточно высока и составляет 95÷98 %. Недостатком указанных систем, как уже указывалось выше, является то, что величина pH сливаемой из скруббера ОПВ (через отдельную отливную выгородку) непосредственно за борт, достигает значений 2,5–4,0. Поэтому, отличаясь простой реализации и дешевизной, использование данных систем приводит к нарушению требований по охране окружающей среды от загрязнений при сливе кислотосодержащих вод с низким значением pH за борт. Устранение этого недостатка известными методами невозможно без дополнительных затрат на химические реагенты и дооборудование стандартных СИГ устройствами для стабилизационной обработки газов и сливаемой из скруббера ОПВ, путём увеличения ее величины pH, т.е. её нейтрализации.

Тип Б (рис. 3 б) – системы этого типа отличаются от стандартных систем типа А дополнительными устройствами для очистки газов, встраиваемыми, обычно, в скрубберы. Принцип работы систем типа Б основан на дополнительной очистке газов от окислов серы с помощью щелочных растворов, в частности, относительно дешёвого раствора карбоната натрия – Na_2CO_3 (технической соды). С помощью раствора Na_2CO_3 можно одновременно добиться и нейтрализации сливаемой из скруббера ОПВ. Иначе говоря, возможно с целью нейтрализации обрабатывать щелочным реагентом кислотосодержащую промывочную воду перед ее удалением из скруббера за борт, через дополнительно включенные для этого в СИГ устройства.

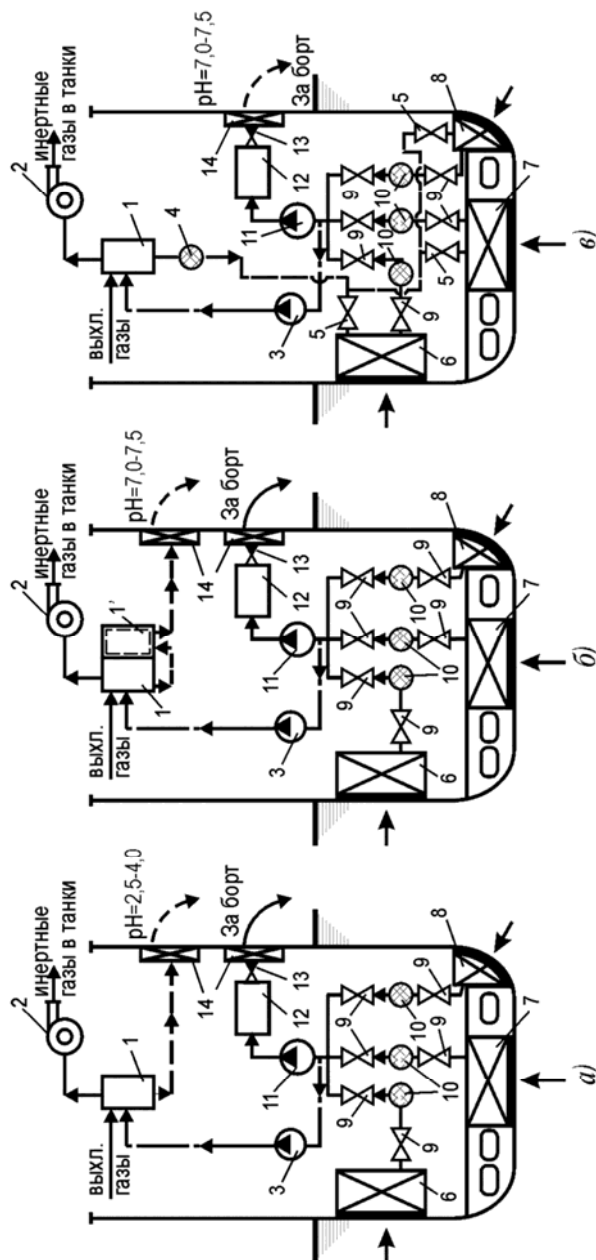
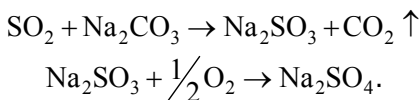


Рис. 3. Схемы удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров за борт:

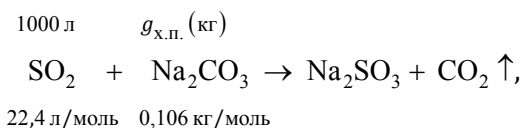
1 — скруббер для обработки промывочной водой выхлопных газов; 1' — дополнительно включенные устройства для нейтрализации отработанной промывочной воды хим. реагентами; 2 — газовый нагреватель; 3 — насос заборной промывочной воды системы инертных газов; 4 — фильтр отработанной промывочной воды; 5 — клапаны подачи отработанной промывочной воды в кингстонные ящики; 6, 7 и 8 — бортовой, днищевой и скуловой кингстонные ящики; 9 — секционные водоприемные клинкетты; 10 — водоприемные фильтры; 11 — основной штатный насос заборной воды; 12 — элементы судовой системы заборной воды (конденсаторы, холодильники, подогреватели, испарители и т.д.); 13 — невозвратно-запорный отливной клапан; 14 — отливные выгородки; - - - - - — промывочная вода системы инертных газов, — — — — — отработанная промывочная вода

А возможно, как в большинстве этого типа СИГ, обрабатывать сами выпускные (топочные) газы путем орошения их щелочным раствором карбоната натрия (Na_2CO_3) непосредственно в скруббере, для их очистки от двуокиси серы (SO_2) и одновременно предотвращения образования кислоты (в частности, сернистой кислоты – H_2SO_3) в удаляемой за борт промывочной воде. Поэтому схемы этого типа СИГ выполняются как с выносными, так и с встроенными баками для щелочного раствора. Такая обработка газов и ОПВ позволяет избежать загрязнений акваторий портов, а также вод морей и океанов кислотосодержащими водами с низкими значениями pH.

При орошении топочных газов, содержащих окислы серы (главным образом, SO_2) раствором Na_2CO_3 непосредственно в скруббере, происходит реакция с образованием безвредных для окружающей среды сульфита (Na_2SO_3) и сульфата (Na_2SO_4) натрия



Количество щелочных химических препаратов, в частности карбоната натрия (Na_2CO_3), необходимое для поглощения 1 м^3 (1000 л) двуокиси серы (SO_2) (при н.у. – 273 К и 101,325 кПа) можно определить следующим образом [7]. В уравнении реакции над формулами запишем заданные и искомые величины, а под формулами их объемные и весовые количества, рассчитанные исходя из молекулярных масс и числа молей (коэффициентов в уравнении)



где $g_{\text{х.п.}}$ – масса щелочных химических препаратов (Na_2CO_3) на нейтрализацию 1 м^3 (1000 л) двуокиси серы (SO_2) в топочных газах, кг;

22,4 – объём, занимаемый 1 молем газа при н.у. (273 К и 101,325 кПа), л/моль;

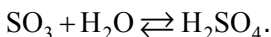
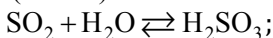
0,106 – молекулярная масса карбоната натрия, кг/моль.

Затем, составим пропорцию и из неё вычислим искомую величину, т.е. необходимое количество Na_2CO_3 ($g_{\text{х.п.}}$, кг) для поглощения 1 м^3 (1000 л) SO_2

$$g_{\text{х.п.}} = \frac{1000 \cdot 0,106}{22,4} = 4,73 \text{ кг.}$$

Следовательно, для нейтрализации 1 м³ SO₂ в отработавших газах расходуется около 4,73 кг щелочных химических препаратов, в частности, карбоната натрия (Na₂CO₃).

В случае обработки газов в скруббере обычной забортной водой (без использования Na₂CO₃) имеет место равновесие, обуславливающее появление в ОПВ в основном сернистой (H₂SO₃) и в незначительной степени серной (H₂SO₄) кислот



С помощью написания соответствующего уравнения реакции, составления пропорции и её вычисления (как и в предыдущем случае) определим количество сернистой кислоты ($g_{\text{H}_2\text{SO}_3}$, кг), образовавшейся при растворении 1 м³ (1000 л) SO₂ в промывочной воды после скруббера и необходимое количество Na₂CO₃ ($g_{\text{х.п.}}$, кг) для нейтрализации этой кислоты

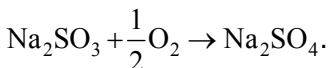
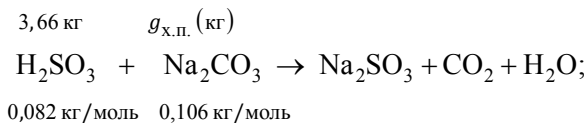
$$\begin{array}{ccc} 1000 \text{ л} & & g_{\text{H}_2\text{SO}_3} \text{ (кг)} \\ \text{SO}_2 + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{H}_2\text{SO}_3 & , & \\ 22,4 \text{ л/моль} & & 0,082 \text{ кг/моль} \end{array}$$

отсюда

$$g_{\text{H}_2\text{SO}_3} = \frac{1000 \cdot 0,082}{22,4} = 3,66 \text{ кг.}$$

Т.е. при растворении в воде 1 м³ SO₂ (1000 л) образуется около 3,66 кг сернистой кислоты (H₂SO₃).

С помощью раствора Na₂CO₃ можно добиться нейтрализации кислой среды в ОПВ перед её сливом за борт, с образованием безвредных сульфита (Na₂SO₃) и сульфата (Na₂SO₄) натрия



Вычислим необходимое количество Na₂CO₃ для нейтрализации образовавшейся кислоты

$$g_{\text{х.п.}} = \frac{3,66 \cdot 0,106}{0,082} = 4,73 \text{ кг.}$$

Таким образом, на нейтрализацию 3,66 кг сернистой кислоты (H_2SO_3), образовавшейся в промывочной воде скруббера после поглощения ею 1 м^3 (1000 л) двуокиси серы (SO_2), требуется также 4,73 кг карбоната натрия (Na_2CO_3) как и на обработку $1 \text{ м}^3 \text{ SO}_2$, содержащейся в топочных газах.

Учитывая вычисленный таким образом расход химических препаратов на нейтрализацию 1 м^3 двуокиси серы (SO_2) в топочных газах – $g_{\text{х.п.}}$ (кг/м^3), количество генерируемых инертных газов в судовой СИГ – $V_{\text{газ}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$), концентрацию двуокиси серы в топочных газах – n_{SO_2} (доли) и время работы СИГ в течение года (в основном при разгрузках) – $t_{\text{раб}}^{\text{СИГ}}$ (час/год), можно определить общий расход щелочных химических препаратов по одному судну в течение года (кг/год) по формуле

$$G_{\text{х.п.}}^{\text{судну}} = g_{\text{х.п.}} \cdot V_{\text{газ}} \cdot n_{\text{SO}_2} \cdot t_{\text{раб}}^{\text{СИГ}}, \text{ кг/год.}$$

Нетрудно подсчитать, что за время работы СИГ типа Б в течение года (в основном при разгрузках) на нейтрализацию SO_2 в отработавших газах будет расходоваться несколько десятков тонн карбоната натрия, что сдерживает более широкое распространение систем типа Б.

Таким образом, использование систем типа Б усложняется по следующим причинам:

- требуется значительное количество щелочного реагента для обработки газов и сливаемой за борт ОПВ, запас которого должен находиться на судне;
- возникает необходимость в автоматической системе управления, а также приготовления и дозировки щелочного раствора;
- система, работающая по данной схеме, является более громоздкой по исполнению, сложной в обслуживании и обладает повышенной стоимостью.

Тем не менее, в связи с ростом требований по охране окружающей среды от загрязнений и отсутствием альтернативных решений, системы типа Б всё же имеют распространение на флоте, а в ряде случаев становятся обязательными при стоянке судов в портах и гаванях, а также при плавании во внутренних водоёмах.

Как следует из описания различных СИГ, процесс удаления ОПВ за борт – необходимое и неизбежное следствие работы судовых СИГ, аналогично сливу за борт охлаждающей воды СЭУ или удалению в атмосферу отработавших газов от двигателей внутреннего сгорания, котлов и т.п. Поэтому, от того, как этот необходимый процесс будет осуществляться, зависят затраты на его проведение, технологическое влияние на окружающую среду и многое другое, что в итоге определяет эффективность способа удаления ОПВ за борт.

В основу предлагаемого альтернативного решения поставлена задача усовершенствования технологии стабилизационной обработки кислотных ОПВ из СИГ танкеров перед их удалением за борт, за счёт существенного снижения затрат на ее осуществление, при одновременном соблюдении требований по охране окружающей среды от загрязнений и повышение эффективности работы устройств и элементов, входящих в контур системы забортной воды (кингстонные ящики, водоприёмные фильтры, трубопроводы, различные теплообменники и т.п.), т.е. в итоге повышении эффективности работы СЭУ в целом.

Поставленная задача при реализации предлагаемой технологии снижения уровня кислотности ОПВ перед ее удалением за борт решается следующим образом (рис. 3 в). Забортную морскую воду с величиной рН около 8,0...8,3 подают с помощью насоса 3 в скруббер 1 системы инертных газов, где эту воду используют для промывки выхлопных (топочных) газов, отбираемых из газоходов СЭУ или автономных газогенераторов. Из скруббера 1 очищенные и охлажденные газы с помощью нагнетателя 2 подают в грузовые помещения танкера для создания в них газовой смеси с незначительным содержанием кислорода с целью предотвращения взрывов и пожаров. Подаваемая в скруббер 1 вода в результате массообмена с выхлопными газами снижает свою величину рН до 2,5...4,0, т.е. становится кислотосодержащей. Затем отработанную промывочную воду сливают из скруббера через фильтр 4, клапан 5 и подают непосредственно в один из кингстонных ящиков 6, 7 или 8, через который в данный момент осуществляется прием забортной воды на судно для технологических нужд (т.е. в работающий кингстонный ящик из нескольких имеющихся). Подача ОПВ из скруббера СИГ в начальный участок штатной судовой системы забортной воды и именно в работающий кингстонный ящик, позволяет использовать эту воду в качестве технологической жидкости для судовых нужд в

смеси с чистой забортной водой, а штатную судовую систему забортной воды (со всеми входящими в нее элементами) - в качестве устройства для удаления ОПВ из СИГ танкеров за борт.

В полости работающего кингстонного ящика ОПВ смешивается с основным потоком поступающей на судно воды и через клинкетты 9 и водоприемный фильтр 10 поступает на всасывание основного насоса забортной воды 11, который подает полученную технологическую смесь к остальным элементам системы забортной воды, схематично изображенными на рисунке прямоугольником 12. И только после последовательного прохождения ОПВ в смеси с основным потоком забортной воды по штатной судовой системе (от кингстонного ящика через водоприемные фильтры, по трубопроводам, через различные теплообменники и другие устройства) она через невозвратно-запорный клапан 13 и отливную выгородку 14 удаляется за борт. При этом соблюдаются требования по предотвращению загрязнения моря кислотосодержащими водами, так как величина pH сливаемой за борт воды находится на уровне около 7,0...7,5, характерном для равновесного состояния морской воды (т.е. на уровне pHs) при данных условиях [5].

Такая стабилизационная обработка сливаемой за борт воды, приводящая к снижению ее кислотности и, соответственно, повышению величины pH (без использования специальных химических реагентов и дополнительно созданных устройств), происходит за счет следующих процессов.

1. В полости работающего кингстонного ящика (т.е. во внутреннем контуре системы забортной воды, а не в море) происходит предварительное разбавление ОПВ в основном потоке, поступающей на судно чистой морской воды (как правило, в зависимости от режимов работы судовых насосов, ОПВ разбавляется в 10...50 раз). Так осуществляется ее первичная обработка.

2. Проходя последовательно через кингстонный ящик, водоприемный фильтр, трубопроводы и различные теплообменники, входящие в контур системы забортной воды, ОПВ в смеси с чистой морской водой контактирует со створками раковин организмов обрастателей (балянусы, мидии и т.п.) и накипно-коррозионными отложениями, в результате чего происходит дополнительная стабилизационная обработка смеси ОПВ с исходной морской водой, с увеличением её величины pH.

3. Протекая через теплообменники, подкисленная вода нагревается, что приводит к гидротермальному разложению кислот и, соот-

ветственно, к еще большей стабилизации протекающей через них жидкости.

4. Нагревание протекающей через теплообменники воды приводит также к ее термической дегазации, что в свою очередь уменьшает агрессивность раствора и повышает его величину pH (т.е. кислотность воды уменьшается).

5. И, наконец, протекание ОПВ в смеси с исходной водой через водоприемные устройства, трубопроводы и различные теплообменники приводит к очистке от накипных отложений и наростов организмов обрастателей, образовавшихся в этих элементах системы забортной воды во время длительных переходов между портами (когда СИГ обычно не работает), что в итоге повышает эффективность работы судовой энергетической установки (также без затраты химических реагентов и специально созданных для этого устройств).

По поводу использования ОПВ в качестве технологической жидкости для судовых нужд после её смешивания (разбавления) с основным потоком поступающей на судно забортной воды с целью снижения уровня кислотности (см. п.1 предыдущего абзаца), необходимо отметить следующее.

В мировой практике допускается и широко используется разбавление так называемых вредных жидких веществ (ВЖВ) непосредственно в открытом море [2]. Для этого ВЖВ необходимо сбрасывать только на ходу судна, не ниже определённой скорости его движения и через кингстонный ящик, расположенный ниже ватерлинии (ниже уровня воды). При таких условиях обеспечивается рассеивание ВЖВ в морской воде, что исключает появление концентрированного «облака» ВЖВ при сбросе их за борт и облегчает процесс последующего самоочищения морской воды.

В нашем же случае, разбавление сливаемой из скруббера ОПВ (с уменьшением концентрации кислоты) происходит вначале внутри судна при её подаче в работающий кингстонный ящик и только после смешивания ОПВ с основным потоком поступающей на судно чистой забортной воды. Это исключает сброс концентрированного «облака» кислотосодержащей воды сразу в море, приводит к качественному смешиванию ОПВ с основным потоком во внутреннем контуре судовой системы и улучшает процесс последующего рассеивания в море сливаемой воды. Такое смешивание приведет к значительному уменьшению вредного воздействия на окружающую среду даже в случае, если эта смесь (ОПВ с чистой морской водой) не

пройдет до конца по всей системе забортной воды (трубопроводы, теплообменники и т.д.) как предусмотрено при реализации предлагаемого способа удаления ОПВ за борт. Это тем более актуально, т.к. работа СИГ танкеров происходит во время проведения разгрузочно-погрузочных операций, т.е. в период стоянки судна в портах, когда зависимость рассеивания сбрасываемых за борт вредных веществ от скорости движения судна отсутствует.

Обычно при расчёте необходимых соотношений двух растворов известной концентрации для получения нового раствора заданной концентрации используют уравнение смешивания [7]

$$m_1 C_1 + m_2 C_2 = (m_1 + m_2) C_k,$$

где m_1 и m_2 – весовое или объёмное количество растворов 1 и 2; C_1 и C_2 – концентрация этих растворов; C_k – концентрация конечного раствора после смешивания растворов 1 и 2.

Преобразуем известное уравнение для нашего случая, т.е. для случая смешивания ОПВ после скруббера СИГ с основным потоком исходной морской воды, поступающей в судовую систему. При этом в качестве величин концентраций смешиваемых растворов примем их активные концентрации (активности) водородных ионов (a_{H^+} , моль/л), напрямую определяющих кислотные свойства растворов, а в качестве количеств растворов – их соответствующие расходы (V , м³/ч), при работе СИГ. Тогда получим следующее выражение

$$V_{\text{скр}} \cdot a_{H^+}^{\text{скр}} + V_{\text{исх}} \cdot a_{H^+}^{\text{исх}} = (V_{\text{скр}} + V_{\text{исх}}) \cdot a_{H^+}^{\text{общ}} = V_{\text{общ}} \cdot a_{H^+}^{\text{общ}},$$

где $V_{\text{скр}}$ – расход промывочной воды через скруббер, м³/ч; $V_{\text{исх}}$ – расход чистой исходной забортной воды, м³/ч; $V_{\text{общ}} = (V_{\text{скр}} + V_{\text{исх}})$ – общий расход забортной воды, поступающей в судовую систему (смесь ОПВ с исходной морской водой), м³/ч; $a_{H^+}^{\text{скр}}$ – активность (активная концентрация) водородных ионов в промывочной воде после скруббера, кмоль/м³ (моль/л); $a_{H^+}^{\text{исх}}$ – то же в исходной морской воде, кмоль/м³ (моль/л); $a_{H^+}^{\text{общ}}$ – то же в смеси ОПВ с исходной морской водой, кмоль/м³ (моль/л);

Последовательно решим полученное для нашего случая уравнение относительно $a_{H^+}^{\text{общ}}$ следующим образом

$$a_{H^+}^{общ} = \frac{(V_{скр} \cdot a_{H^+}^{скр}) + (V_{исх} \cdot a_{H^+}^{исх})}{V_{общ}} = \frac{\left(\frac{V_{скр}}{V_{скр}} \cdot a_{H^+}^{скр}\right) + \left(\frac{V_{исх}}{V_{скр}} \cdot a_{H^+}^{исх}\right)}{\frac{V_{общ}}{V_{скр}}} =$$

$$= \frac{a_{H^+}^{скр} + \left(\frac{V_{общ} - V_{скр}}{V_{скр}} \cdot a_{H^+}^{исх}\right)}{\frac{V_{общ}}{V_{скр}}} = \frac{a_{H^+}^{скр} + \left(\frac{V_{общ}}{V_{скр}} - 1\right) \cdot a_{H^+}^{исх}}{\frac{V_{общ}}{V_{скр}}} = \frac{a_{H^+}^{скр} + (n-1) \cdot a_{H^+}^{исх}}{n}.$$

В итоге получим следующую зависимость

$$a_{H^+}^{общ} = \frac{a_{H^+}^{скр} + (n-1) \cdot a_{H^+}^{исх}}{n},$$

где $n = \frac{V_{общ}}{V_{скр}}$ – кратность разбавления отработанной промывочной воды после скруббера.

Упростим последнее выражение, исходя из крайне малой величины $a_{H^+}^{исх}$, стремящейся к нулю ($a_{H^+}^{исх} \rightarrow 0$). Например, для морской воды при $pH_{исх} = 8,2$, $a_{H^+}^{исх}$ будет равно $6 \cdot 10^{-9}$ моль/л.

Тогда получим

$$a_{H^+}^{общ} = \frac{a_{H^+}^{скр}}{n}.$$

Из-за неудобства оперирования числами с большими отрицательными степенями для оценки активных концентраций водородных ионов (a_{H^+}), продолжим преобразование, проведя логарифмирование и выразив в полученном уравнении соответствующие активности водородных ионов через более удобные для практического применения величины pH , учитывая, что $pH = -\lg a_{H^+}$, тогда получим

$$-\lg a_{H^+}^{общ} = \lg n - \lg a_{H^+}^{скр},$$

отсюда конечное выражение приобретёт вид

$$pH_{общ} = \lg n + pH_{скр}.$$

Таблица 2. Значения $pH_{\text{общ}}$ и $a_{H^+}^{\text{общ}}$ (моль/л) в зависимости от кратности разбавления (n) и для различных значений pH промывочной воды после скруббера ($pH_{\text{скр}}$)

$pH_{\text{скр}}$	$a_{H^+}^{\text{скр}}$	Кратность разбавления $n = \frac{V_{\text{общ}}}{V_{\text{скр}}}$												
		1,5	2,5	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
2,0	$pH_{\text{общ}}$	2,176	2,398	2,699	3,000	3,301	3,477	3,602	3,699	3,778	3,845	3,903	3,954	4,000
	$a_{H^+}^{\text{общ}}$	$6,667 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$3,333 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$1,667 \cdot 10^{-4}$	$1,429 \cdot 10^{-4}$	$1,25 \cdot 10^{-4}$	$1,111 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
2,5	$pH_{\text{общ}}$	2,676	2,898	3,199	3,500	3,801	3,977	4,102	4,199	4,278	4,345	4,403	4,454	4,500
	$a_{H^+}^{\text{общ}}$	$2,108 \cdot 10^{-3}$	$1,265 \cdot 10^{-3}$	$6,325 \cdot 10^{-4}$	$3,163 \cdot 10^{-4}$	$1,581 \cdot 10^{-4}$	$1,054 \cdot 10^{-4}$	$7,906 \cdot 10^{-5}$	$6,325 \cdot 10^{-5}$	$5,270 \cdot 10^{-5}$	$4,518 \cdot 10^{-5}$	$3,953 \cdot 10^{-5}$	$3,514 \cdot 10^{-5}$	$3,163 \cdot 10^{-5}$
3,0	$pH_{\text{общ}}$	3,176	3,398	3,699	4,000	4,301	4,447	4,602	4,699	4,778	4,845	4,903	4,954	5,000
	$a_{H^+}^{\text{общ}}$	$6,667 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$3,333 \cdot 10^{-5}$	$2,5 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$1,667 \cdot 10^{-5}$	$1,429 \cdot 10^{-5}$	$1,25 \cdot 10^{-5}$	$1,111 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$
3,5	$pH_{\text{общ}}$	3,676	3,898	4,199	4,500	4,801	4,977	5,102	5,199	5,278	5,345	5,403	5,454	5,500
	$a_{H^+}^{\text{общ}}$	$2,108 \cdot 10^{-4}$	$1,265 \cdot 10^{-4}$	$6,325 \cdot 10^{-5}$	$3,163 \cdot 10^{-5}$	$1,581 \cdot 10^{-5}$	$1,054 \cdot 10^{-5}$	$7,906 \cdot 10^{-6}$	$6,325 \cdot 10^{-6}$	$5,270 \cdot 10^{-6}$	$4,518 \cdot 10^{-6}$	$3,953 \cdot 10^{-6}$	$3,514 \cdot 10^{-6}$	$3,163 \cdot 10^{-6}$
4,0	$pH_{\text{общ}}$	4,176	4,398	4,699	5,000	5,301	5,477	5,602	5,699	5,778	5,845	5,903	5,954	6,000
	$a_{H^+}^{\text{общ}}$	$6,667 \cdot 10^{-5}$	$4 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-6}$	$3,333 \cdot 10^{-6}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-6}$	$1,667 \cdot 10^{-6}$	$1,429 \cdot 10^{-6}$	$1,25 \cdot 10^{-6}$	$1,111 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$
4,5	$pH_{\text{общ}}$	4,676	4,898	5,199	5,500	5,801	5,977	6,102	6,199	6,278	6,345	6,403	6,454	6,500
	$a_{H^+}^{\text{общ}}$	$2,108 \cdot 10^{-5}$	$1,265 \cdot 10^{-5}$	$6,325 \cdot 10^{-6}$	$3,163 \cdot 10^{-6}$	$1,581 \cdot 10^{-6}$	$1,054 \cdot 10^{-6}$	$7,906 \cdot 10^{-7}$	$6,325 \cdot 10^{-7}$	$5,270 \cdot 10^{-7}$	$4,518 \cdot 10^{-7}$	$3,953 \cdot 10^{-7}$	$3,514 \cdot 10^{-7}$	$3,163 \cdot 10^{-7}$

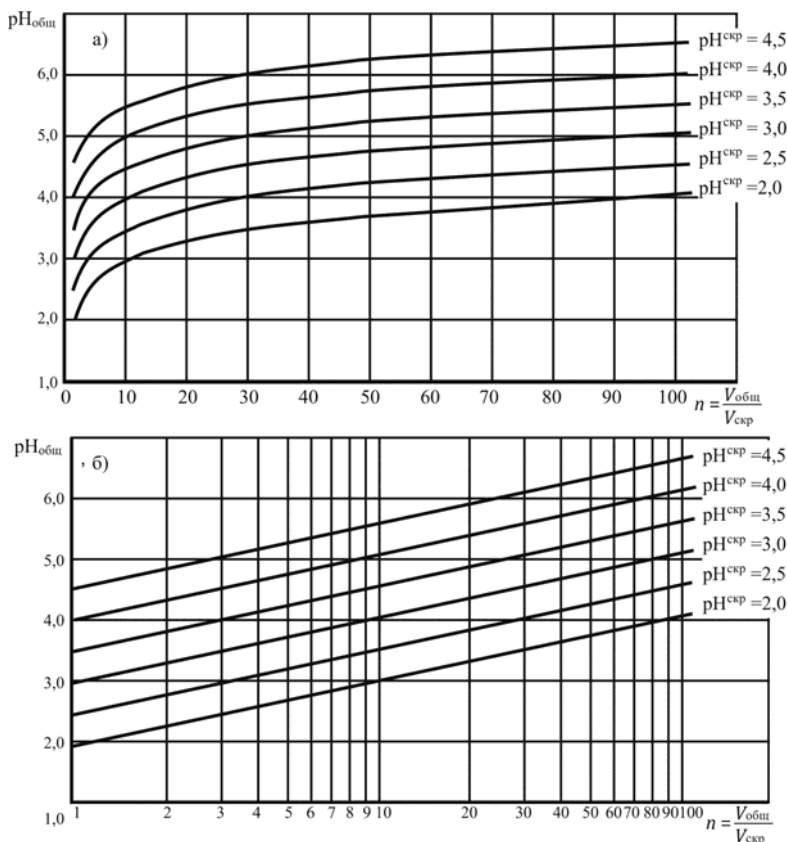


Рис. 4. Зависимость величины pH после смешивания отработанной промывочной воды с исходной морской водой ($pH_{\text{общ}}$) от кратности разбавления (n) и для различных значений pH воды после скруббера ($pH_{\text{скр}}$): а – в обычных координатах; б – в полулогарифмических координатах.

Для удобства практического использования при реализации предлагаемой технологии стабилизационной обработки ОПВ, по полученному уравнению были вычислены значения величины pH после смешивания промывочной воды с исходной морской водой, поступающей в судовую систему ($pH_{\text{общ}}$) в зависимости от кратности разбавления ОПВ (n) и для различных значений величин pH промывочной воды после скруббера ($pH_{\text{скр}}$). Расчётные данные сведены в табл. 2 и графически представлены на рис. 4 (а – в обычных координатах и б – в полулогарифмических координатах).

Таблица 3. Сравнительные характеристики известных ("а" и "б") и предлагаемого "в" решений

№	Характеристика объекта	Известные решения		Предлагаемое решение (рис. 3, в)
		рис. 3, а	рис. 3, б	
	1	2	3	4
1.	Способ удаления отработанной промывочной воды из СИГ танкеров	Слив отработанной промывочной воды производят непосредственно за борт сразу после скруббера СИГ	Отработанную промывочную воду после скруббера СИГ пропускают через дополнительно включенные в систему устройства для ее обработки хим. реагентами и только затем удаляют за борт	Отработанную промывочную воду после скруббера СИГ подают в начальный участок штатной судовой системы заборной воды (в работающий водоприемный кингстонный ящик), где происходит её смешение с чистой заборной водой, а затем, используя в качестве технологической жидкости, подают эту смесь к остальным элементам системы заборной воды, после прохождения которых сливают за борт pH=7,0...7,5
2.	pH сливаемой отработанной промывочной воды	pH =2,5...4,0	pH=7,0...7,5	
3.	Путь прохождения промывочной воды СИГ	От рабочего насоса СИГ (3) промывочная вода проходит через скруббер (1) и далее через отливную выгородку (14) удаляется за борт	От рабочего насоса СИГ (3) промывочная вода проходит через скруббер (1) и дополнительно включенные в систему устройства (1'), а затем через отливную выгородку (14) удаляется за борт	От раб. насоса (3) промывочная вода проходит через скруббер (1), фильтр (4) и подается в один из кингстонных ящиков (находящийся в действии) 6, 7 или 8. После последовательного прохождения отр. пром. воды в смеси с основным потоком заборной воды по штатной судовой системе (через 9, 10, 11, 12, 13 и 14) эта смесь удаляется за борт

	1	2	3	4
4.	Недостатки способа удаления отработанной промывочной воды из СИГ танкеров	Нарушаются требования по охране окружающей среды от загрязнений при сливе кислых растворов за борт	Возникает необходимость использования дополнительных созданных устройств и систем, а также спец. хим. реагентов для обработки отработанной промывочной воды перед ее удалением за борт. Повышается стоимость СИГ, усложняется процесс удаления отр. пром. воды, увеличиваются затраты на его проведение и возникают доп. расходы на обслуживание (дозирование реагента, контроль за нейтрализацией и т.п.)	
5.	Преимущества способа удаления отр. пром. воды из СИГ танкеров за борт	Простота реализации способа удаления и относительная его дешевизна	Нейтрализация отработанной промывочной воды, исключая загрязнение окружающей среды кислыми растворами	Реализация предлагаемого способа удаления отр. пром. воды позволяет сохранить, имущество известных решений («а» и «б»), и в то же время, исключить их недостатки, а также получить попутный (дополнительный) эффект, который не дают известные решения: ■ простота и дешевизна способа удаления при одновременной нейтрализации отр. пром. воды без использования доп. созданных устройств и систем и спец. хим.

1	2	3	4
			реагентов при соблюдении требований по охране окруж. среды от загрязнений; ■ удешевление способа удаления по сравнению с рис. 6, при том же эффекте; - отсутствует необходимость в создании доп. устройств и использовании хим. реагентов, т.к. в качестве системы для удалений отр. пром. воды используется штатная судовая система заборной воды со всеми входящими в нее элементами; ■ повышается эффективность способа удаления отработанной пром. воды за счёт снижения интенсивности процессов накопления (дополнительный эффект) в элементах системы заборной воды, что повышает эффективность работы СЭУ в целом; ■ величина pH сливаемой отработанной промывочной воды находится на уровне величины pH_с, характерной для равновесного состояния морской воды при данных условиях.

Как видно из табл.3, можно удалить ОПВ после скруббера СИГ сразу за борт — произойдет загрязнение окружающей среды кислотосодержащими водами (рис. 3 а).

Можно использовать специальные химические реагенты (запас которых должен находиться на судне) и дополнительные устройства для осуществления "безвредного" удаления ОПВ за борт — усложняется процесс удаления, увеличиваются затраты на его проведение и т.п. (рис. 3 б).

А можно, как в предлагаемом решении (рис. 3 в), использовать штатную судовую систему забортной воды в качестве устройства для удаления, а ОПВ в смеси с чистой морской водой — в качестве технологической жидкости, подав ее в начальный участок системы забортной воды, т.е. в работающий кингстонный ящик. Благодаря этому будут выполнены все необходимые требования (т.е. решена поставленная задача) и, кроме того, дополнительно повысится эффективность работы всей СЭУ в целом. Но при этом необходимо отметить, что осуществление предлагаемого способа с получением соответствующего положительного эффекта, возможно только при четком выполнении взаимосвязанных действий при определенных условиях и в строгой последовательности, как описано выше. В противном случае поставленная задача не будет выполнена. Например:

- подача ОПВ сразу за борт, минуя штатную судовую систему забортной воды, приведет к загрязнению нефтегаваней, портов и морей кислотосодержащими водами;
- подача ОПВ в судовую систему забортной воды, но на конечном ее участке, не приведет к полной нейтрализации промышленной воды, т.к. ОПВ не пройдет последовательно через водоприемные устройства, фильтры, трубопроводы, теплообменные аппараты и другие элементы, входящие в контур системы забортной воды, что также приведет к загрязнению окружающей среды;
- подача ОПВ в начальный участок штатной судовой системы забортной воды, но в неработающий кингстонный ящик, также не даст возможности получить ожидаемый положительный эффект, т.к. кингстонный ящик в этом случае выполнит роль отливного ящика и таким образом кислотосодержащая вода попадет непосредственно за борт.

Таким образом, проведенный анализ и сравнение различных схем судовых СИГ и способов удаления ОПВ за борт, позволяют

сделать вывод об эффективности работы и перспективности использования предлагаемой усовершенствованной технологии стабилизационной обработки кислотных ОПВ из СИГ танкеров, перед их удалением за борт (без использования специальных химических препаратов), в практике технической эксплуатации флота.

Для большей наглядности проведенного анализа различных схем судовых СИГ и, соответственно, способов удаления кислотных ОПВ

Для большей наглядности проведенного анализа различных схем судовых СИГ и, соответственно, способов удаления кислотных ОПВ после скрубберов СИГ за борт (без стабилизационной обработки; с обработкой щелочными химическими реагентами перед удалением за борт; с использованием ОПВ в качестве технологической жидкости, после её смешивания с основным потоком поступающей на судно забортовой воды), приведена табл. 3 сравнительных характеристик известных («а» и «б») и предлагаемого решений («в») этой проблемы [8] (см. также рис. 3 а, б и в).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г. и протокол к ней 1978 г. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1980. – 364 с.
2. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов: Учебное пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
3. Крыштын Л.К. Техническая эксплуатация танкера / Л.К. Крыштын, О.И. Тимченко – М.: Транспорт, 1980. – 280 с.
4. Хордас Г.С. Техническое кондиционирование воздуха и инертных газов на судах. – Л.: Судостроение, 1974. – 264 с.
5. Абрамов В.А. Предотвращение накипеобразования в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой: Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. – Одесса, ОВИМУ, 1985 – 24 с.
6. Абрамов В.А. Анализ эффективности способов предотвращения обрастания в системах забортовой воды, используемых на морских судах / В.А. Абрамов, Б.А. Павленко // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 52-58.
7. Зиммер К. Аккумулятор знаний по химии / Пер. с нем. под ред. В.М. Потапова. – М.: Мир, 1977. – 295 с.

8. Абрамов В.А. К вопросу о технологии удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров /В.А. Абрамов, Б.А. Павленко, Н.А. Мамкичев // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С. 68-76.

УДК 621.436

Пичурин Н.Б., Ханмамедов С.А.
ОНМА

КОЭФФИЦИЕНТ КАРНОТИЗАЦИИ РАБОЧИХ ЦИКЛОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ КАК ПОКАЗАТЕЛЬ ИХ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Для определения термодинамического качества совершенств реально осуществляемого цикла часто оказывается полезны прием сравнения его с циклом Карно, что позволяет давать сравнительную оценку организации цикла. Привлекательность метода, несмотря на несколько условный характер, состоит в том, что он существенно упрощает эксплуатационный контроль и анализ эффективности текущего режима эксплуатации.

Целью данной работы является повышение эффективности системы технической эксплуатации дизелей на основе сравнения рабочего цикла дизеля с циклом Карно по данным индицирования быстротекущего рабочего процесса.

Рассмотрим пример сравнения рабочего цикла нового двигателя MAN B&W серии MC, полученного на стенде завода-строителя, с циклом Карно. По значениям давлений и температур газа, полученным в результате индицирования цилиндра построим энтропийную (T - S) диаграмму (рис. 1) рабочего цикла двигателя. При выборе температур для соответствующего цикла Карно используем реально достигаемые температуры цикла двигателя. В результате сопоставления T - S диаграмм циклов (рис.1) получим ряд точек (1, 2, 3, 4) указывающих на то, что организация рабочего процесса в двигателе является эталонной (совпадает с параметрами цикла Карно). В процессе эксплуатации двигателя значения параметров данных точек (P_1 , P_2 , P_3 , P_4) и их местоположение на индикаторной диаграмме (φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4) будут изменяться, таким образом указывая на ухудшение технического состояния двигателя, неоптимальное сочетание настроечных параметров топливной аппаратуры и механизма газораспределения, применения топлива и смазочных материалов несоответствующего качества. По нашему мнению данные точки являются диагностическими параметрами и могут быть использованы в системах технической диагностики, зоны допустимых отклонений данных параметров целесообразно формировать по зависимостям от коэффициента карнотизации циклов, т. е. отношению КПД двигателя к КПД цикла Карно в том же температурном интервале.

$$KK = 1 - \frac{\int_{234}^{214} Tds}{\int_{234}^{Tds}} / 1 - \frac{T_2(Sc - Sd)}{T_1(Sb - Sa)}.$$

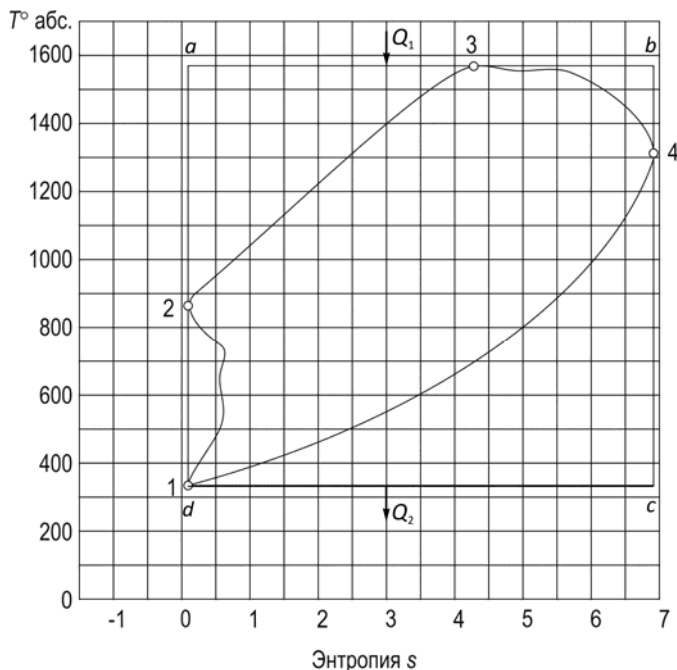


Рис. 1. T - S диаграмма судового двигателя MAN B&W серии MC и соответствующий цикл Карно

В разработанной нами экспериментальной системе технической диагностики в качестве контролируемого диагностического параметра предлагается использовать момент окончания процесса сгорания точка 4. Момент окончания процесса сгорания $(P_4, \varphi_4) = F(KK)$ есть функция технического состояния топливной аппаратуры, его определение позволяет предпринимать меры во избежание обгорания выпускных клапанов, головок поршней, поршневых колец, а также для уменьшения эмиссии вредных веществ и расхода топлива.

Таким образом, нами предлагается использовать в системах мониторинга сравнение с соответственным циклом Карно при индировании рабочего процесса и диагностике технического состояния двигателя.

УДК 621.436 - 233.132 – 47.36

Ерыганов А. В.
ОНМА

ПРИНЦИПЫ МОНИТОРИНГА СМЕЩЕНИЯ ВАЛА ДИЗЕЛЯ

Системы стабилизации и удержания валопроводов судовых энергетических установок (СЭУ) являются их одним из самых ответственных узлов. Стоимость коленчатого вала современного судового дизеля может достигать до 60 % общей стоимости двигателя. Этот факт, а также то, что от надёжности работы вала во многом зависит надёжность других узлов, а значит и двигателя в целом, обуславливает актуальность задачи по развитию и совершенствованию мониторинга положения вала дизеля.

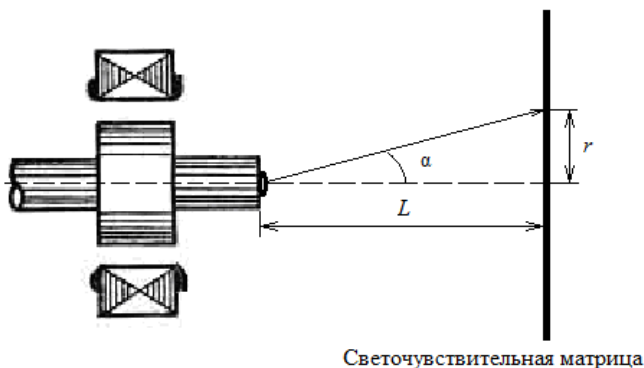
Траектории движения частей вала двигателя ограничены цилиндром, длина которого равна длине вала, а диаметр равен величине хода поршня. При этом для точного нахождения геометрического места точек вала в цилиндрической системе координат необходимо знать три величины: продольное и радиальное смещения вала, а также угол его скручивания [1].

Угол скручивания можно определить с помощью, например, тензометрических датчиков, по деформация которых определяется угловое перемещение частей вала друг относительно друга.

Для определения осевого и радиального перемещения точек вала проще всего было бы использовать два индуктивных датчика перемещения: один – для определения радиального и другой – для осевого смещения вала. Однако существенным недостатком индуктивных датчиков является наличие большого «обратного воздействия» – электромагнитного усилия притяжения якоря к сердечнику. Это усилие действует на устройство, перемещение подвижной части которого должен измерять датчик. В некоторых случаях, например в гироскопах, такое воздействие может вредно влиять на работу прибора. При большой мощности сигнала выходной цепи она может принимать существенные значения, что требует введения компенсирующих сил, создаваемых противодействующими пружинами, а это значительно усложняет устройство. Кроме того, у индуктивных измерительных преобразователей трудно регулировать и компенсировать начальное напряжение на их выходе; их необходимо экранировать для уменьшения уровня помех, что обуславливает увеличение размеров и массы. Также их недостатком является возможность ра-

боты только на переменном токе и, что крайне важно, ограниченность диапазона линейной статической характеристики [2].

Поэтому для решения поставленной задачи рекомендуется применить оптические датчики, которые обладают значительно большей универсальностью и отсутствием обратного воздействия на объект контроля. Среди современных средств микроэлектроники есть мощные инструменты, применение которых делает возможным эффективно достичь поставленной цели. Итак, для определения текущего смещения коленчатого вала от геометрической нейтрали на концевой участок вала необходимо установить оптический датчик. Источник узконаправленного света прикрепляется к торцу вала. При этом поток света и вал не соосны: оси источника света и вала находятся под некоторым углом α (см. рис).



Расположение оптического датчика радиального и осевого смещения вала

Свет падает на светочувствительную матрицу, которая расположена на расстоянии L от источника и неподвижна относительно корпуса подшипника. Тогда пучок света будет описывать некоторую фигуру вращения, которая при нулевых зазорах или при осесимметричном расположении вала в подшипнике будет окружностью радиусом $r = L \cdot \operatorname{tg} \alpha$, а при другом расположении вала в подшипнике — эллипсом. При этом, чем ближе источник будет находиться к матрице, тем размер описываемой фигуры будет меньше. Это обстоятельство позволяет оценивать величину осевого смещения вала. Биеение вала, т. е. величину его радиального смещения от геометрической нейтрали, также можно оценивать по размерам светового пятна. Однако в этом случае должно быть предусмотрено устройство, которое рассчитывает радиальное смещение в зависимости от флуктуации

размеров пятна. Таким образом, применение рассмотренного датчика со смещённой оптической осью позволяет упростить устройство мониторинга положения вала в пространстве, не ухудшая его качественно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бахарева В.Е. Подшипники в судовой технике: справочник [текст] / В.Е. Бахарева, М.Б. Рубин – Л.: Судостроение, 1987. – 344 с.
2. Козлов Б.А. Справочник по расчёту надёжности аппаратуры радиоэлектроники и автоматики [текст] / Б.А. Козлов, И.А. Ушаков. – М.: Советское радио, 1975. – 472 с.

УДК 621.436

Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В.
ОНМА

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТОПЛИВНЫХ ПРИСАДОК В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

В настоящее время в судовых энергетических установках наиболее широко применяется жидкое органическое топливо, представляющее собой продукт переработки нефти [1]. Топливо, по отечественной классификации, разделяют на четыре группы: дизельное, моторное, флотские мазуты, котельные мазуты. Дизельное топливо считается легким, а остальные тяжелыми. Однако, на данный момент все судовые дизели (как главные, так и вспомогательные) работают на тяжелом топливе, что накладывает определенные условия на систему топливоподготовки.

Подготовка топлива к использованию в судовых дизелях проводится комплексно, начиная с приема топлива на судно и кончая его подачей в двигатель [2].

Одним из способов обработки топлива является изменение его физико-химического состава, которое можно разделить на:

- 1) очистку от примесей;
- 2) химическую обработку.

К первой группе относятся отстаивание, сепарация и фильтрация; а ко второй — применение топливных присадок.

Топливные присадки направлены на улучшение эксплуатационных качеств топлива, начиная с его прокачиваемости и заканчивая температурой воспламенения [3]. Присадки к судовым топливам в настоящее время получили довольно широкое распространение на судах, однако результат их применения не всегда получает однозначную оценку. Это связано с различными причинами, которые, прежде всего, зависят от характеристик судового дизеля и элементов его топливной системы, а также от обеспечения правильной технологии использования присадок. Место ввода присадок в топливную систему различается в зависимости от общего расположения системы и специфики двигателя. На рис. 1 показаны основные точки введения присадки AMERGY 1000 в систему, рекомендованные фирмой Drew Marine.

Целью исследования являлось определения влияния топливных присадок на параметры работы судового двигателя внутреннего сгорания.

Исследования в судовых условиях были проведены в топливной системе дизеля S6A2-MPTA фирмы Mitsubishi Heavy Industries, схема которой приведена на рис. 2.

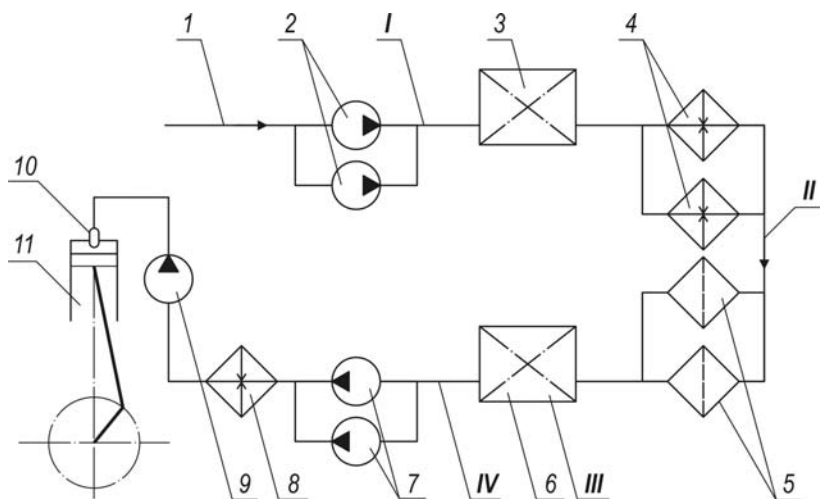


Рис. 1. Рекомендованные точки подачи присадки AMERGY 1000 (I, II, III, IV) для типового расположения топливной системы судового дизеля: 1 — магистраль подачи бункера; 2 — топливо перекачивающие насосы; 3 — отстойный танк; 4 — топливные подогреватели; 5 — топливные сепараторы; 6 — расходной танк; 7 — топливные насосы низкого давления; 8 — топливный подогреватель; 9 — топливный насос высокого давления; 10 — форсунка; 11 — дизель

В состав судовой энергетической установки входило три названных дизеля, использующихся в качестве дизель-генераторов. Это позволило два дизеля использовать для проведения экспериментов, а один оставлять в качестве «контрольного».

Двигатели при исследованиях работали в параллельном режиме, что позволяло поддерживать одинаковую нагрузку как на «экспериментальном», так и на «контрольном» дизеле. Ее величина составляла 150÷160 кВт при номинальной мощности дизель-генераторов 230 кВт. С целью обеспечения эксперимента топливная система дооборудовалась расходомером и дозатором присадки. Дизель-генераторы имели разделенную газо-выпускную систему, что позволило в «контрольной» и одной из «экспериментальных» вмонтировать газоанализатор.

Основными параметрами, подлежащими контролю и определению, были удельный эффективный расход топлива, температура

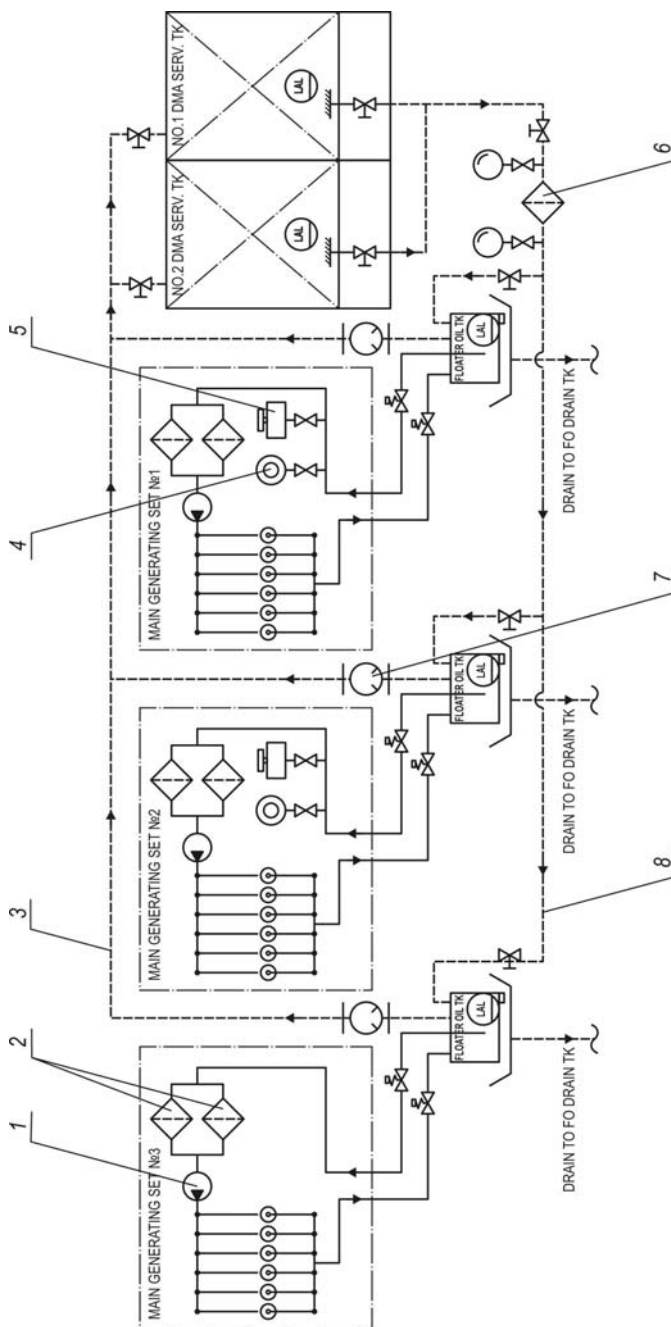


Рис. 2. Судовая топливная система (фрагмент): 1 — топливный насос высокого давления; 2 — топливные фильтры тонкой очистки; 3 — магистраль отвода паров топлива и воздуха; 4 — расходомер; 5 — дозатор присадки; 6 — топливный фильтр грубой очистки; 7 — отделитель топлива; 8 — магистраль подвода топлива

уходящих газов, содержание NO_x в уходящих газах, а также техническое состояние элементов топливной аппаратуры и цилиндро-поршневой группы.

При исследованиях были получены следующие результаты.

На рис. 3 показаны зависимости удельного эффективного расхода топлива b_e от относительной мощности дизеля $N_e/N_{e\text{ном}}$ для дизеля, работающего на «чистом» топливе, и дизеле, работающем на топливе с присадкой. В обоих случаях полученные кривые совпадают с теоретическими, однако следует отметить равенство расходов топлива на режимах номинальной и экономической мощности при работе дизеля на топливе с присадкой. Кроме того, использование топливных присадок в целом существенно снижает удельный эффективный расход топлива, особенно на режимах малых нагрузок (в диапазоне 50÷60-процентной мощности), наиболее характерных для работы дизель-генераторов.

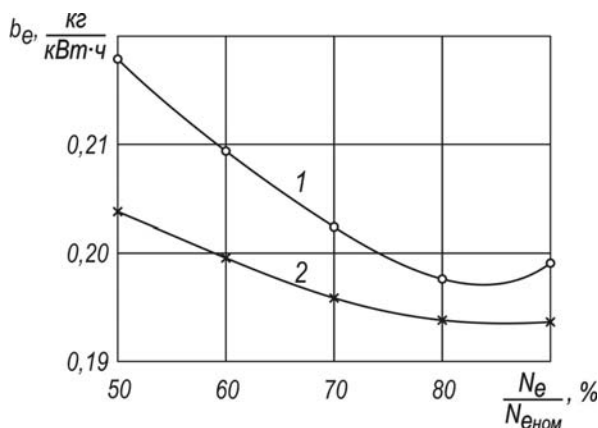


Рис. 3. Зависимости удельного эффективного расхода топлива b_e от относительной мощности $N_e/N_{e\text{ном}}$ для дизеля, работающего на «чистом» топливе (1), и дизеле, работающем на топливе с присадкой (2)

Приведенные результаты свидетельствуют о более качественном смесеобразовании и сгорании, а также более полном использовании теплотворной способности топлива с присадкой.

На рис. 4 показаны зависимости усредненной температуры уходящих газов по всем цилиндрам дизеля от относительной мощности дизеля для «контрольного» и «экспериментального» дизелей. Как видно, применение присадок к топливу способствует снижению температуры уходящих газов, что свидетельствует о более полном

сгорании топлива. Также следует отметить меньшее отклонение температуры газов по цилиндрам дизеля от его среднего значения. Так, для «контрольного» дизеля этот параметр составил $\Delta t_{\text{ср}} = 8^\circ \text{C}$, а для «экспериментального» $\Delta t_{\text{ср}} = 4^\circ \text{C}$.

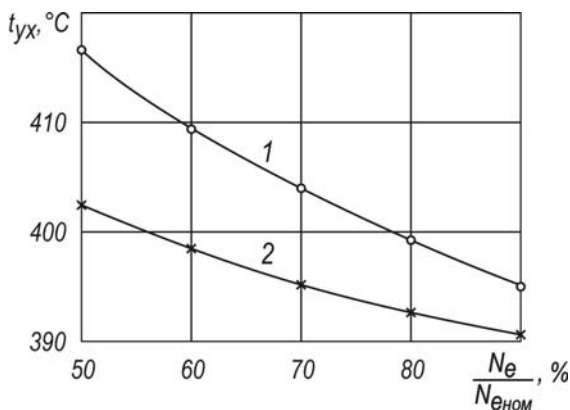


Рис. 4. Зависимости температуры уходящих газов t_{yx} от относительной мощности $N_e/N_{eном}$ для дизеля работающего на «чистом» топливе (1) и дизеле, работающем на топливе с присадкой (2)

На рис. 5 приведена графическая зависимость относительной концентрации NO_x в уходящих газах, полученная при использовании топлива с присадкой. Величина ΔC_{NO_x} определялась по выражению $\Delta C_{\text{NO}_x} = (C_1 - C_2)/C_1$, где C_1 и C_2 – концентрации NO_x в уходящих газах для дизеля, работающем на «чистом» топливе, и дизеля, работающем на топливе с присадкой. Приведенная зависимость свидетельствует об улучшении экологических параметров работы дизеля, особенно в диапазоне малых нагрузок.

Кроме того, следует отметить улучшение технического состояния дизеля и его топливной аппаратуры при использовании топливных присадок. Так, при моточистке дизелей было определено, что элементы цилиндропоршневой группы дизеля, работающего с топливной присадкой, имеют меньший нагар на поверхностях нагрева (в частности, на головке поршня, крышке цилиндра и выпускном клапане, а также более подвижные поршневые кольца) чем у дизеля, работающего на «чистом» топливе. Кроме того, форсунки дизеля, использующего топливную присадку, практически не имели нагара вокруг сопловых отверстий, а их распылители находились в менее изношенном состоянии. Это еще раз свидетельствует об интенсифи-

кации процессов смесеобразования и сгорания при использовании топлива с присадкой.

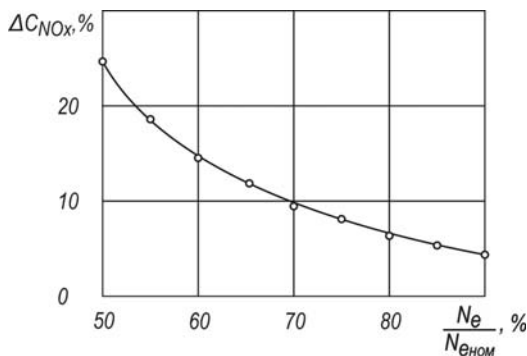


Рис. 5. Зависимость относительной концентрации NO_x в уходящих газах при использовании топлива с присадкой

Обобщенные результаты исследований использования присадок к топливу приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты исследования применения топливных присадок

Контролируемый параметр	Работа на «чистом» топливе	Работа на топливе с присадкой
Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·час):		
50 % мощности	0,217	0,204
80 % мощности	0,198	0,194
Температура уходящих газов, °C:		
50 % мощности	417	403
80 % мощности	396	391
Отклонение температуры уходящих газов по цилиндрам от его среднего значения	8	4
Снижение относительной концентрации NO_x в уходящих газах, %		
50 % мощности	—	24
80 % мощности	—	6

Для экспериментов использовались различные присадки, рекомендованные для применения в топливных системах судовых дизелей, при этом полученные результаты были сопоставимы между собой, а на рис.3, 4, 5 приведены их оптимальные значения.

Таким образом, приведенные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Одним из методов улучшения эксплуатационных свойств топлива является использование топливных присадок, которые могут вводиться в топливную систему в различных точках.

2. Использование присадок к топливу существенно улучшает экономические, экологические и эксплуатационные параметры работы дизеля. Так при использовании топливных присадок возможно достичь снижения удельного эффективного расхода топлива от 2 до 6 %; понизить температуру уходящих газов на $1,3 \div 3,4$ % и уменьшить ее отклонение по цилиндрам дизеля; снизить относительную концентрацию NO_x в уходящих газах на $6 \div 24$ %; кроме того при этом качественно улучшается техническое состояние деталей цилиндропоршневой группы и элементов топливной аппаратуры высокого давления дизеля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пахомов Ю.А. Топливо и топливные системы судовых дизелей. – М.: РКонсульт, 2004. – 496 с.
2. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Издание 3-е переработанное и дополненное. Серия: Библиотека судового механика. – СПб: КСИ, 2005. – 124 с.
3. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок: учебник для вузов/ С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.Ф. Большаков – М.: Транспорт, 1996. – 432 с.

УДК 621.436.004

Мацкевич Д.В.
ОНМА

**ВЛИЯНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ДОЛИВА МАСЛА
В ЦИРКУЛЯЦИОННУЮ СИСТЕМУ
НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ
И РЕОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Основной тенденцией в развитии судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является повышение их цилиндровой и агрегатной мощности и технико-экономических показателей, что во многом зависит от качества применяемых моторных масел. Развитие двигателестроения выдвигает новые требования к смазочным материалам и системам, в которых они эксплуатируются. Форсировка дизелей по наддуву и частоте вращения, использование в подшипниках тонкостенных вкладышей, снижение маслообмена за счет уменьшения угара масла с одновременным увеличением срока его службы, применение низкосортных топлив и масел с недостаточно высокими функциональными свойствами, а также законодательное ограничение опасных выбросов в атмосферу — вот те условия, в которых необходимо рассматривать работу судовой энергетической установки в целом и двигателей внутреннего сгорания в частности с целью наиболее выгодного сочетания входящих в нее звеньев и достижения высокого технико-экономического эффекта [1].

Углубление переработки нефти сопровождается ухудшением качества товарных топлив, что приводит к понижению надежности работы и ресурсных показателей судовых дизелей при их эксплуатации на продуктах крекинг-процесса. При этом увеличивается интенсивность старения моторного масла (ММ), что приводит к ухудшению его эксплуатационных и реологических характеристик.

Ужесточение условий работы ММ в форсированных ДВС в связи с необходимостью сокращения его угара и применения топлив глубокой переработки нефти потребовало комплексного подхода к повышению эффективности смазочных систем судовых среднеоборотных дизелей (СОД) средней и повышенной частоты вращения. Одним мероприятием, например, улучшая только качество масла, обеспечить высокий технический уровень современных дизелей невозможно [2, 3]. При анализе технического состояния судового ДВС и его системы смазывания необходимо учитывать изменения экс-

плуатационных и реологических характеристик ММ, которое используется в дизеле. Особенно актуальна эта задача для судовых СОД, которые в своем большинстве имеют общую систему смазывания цилиндропоршневой группы и подшипников движения. Построение систем смазывания таких дизелей производится по схеме, указанной на рис. 1.

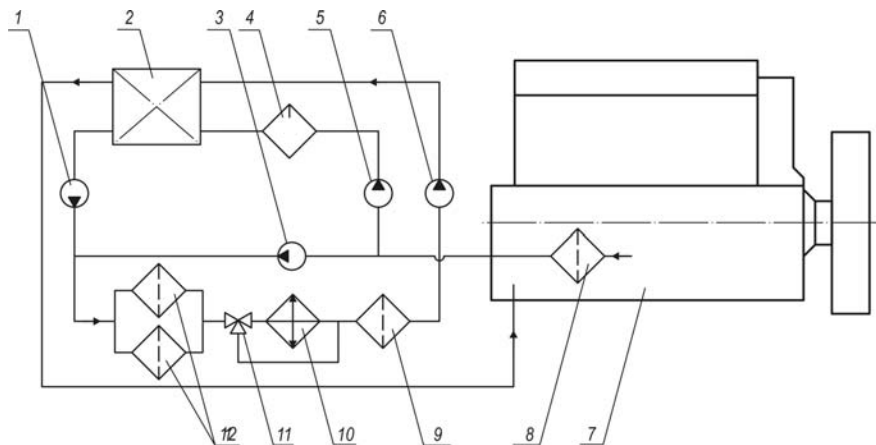


Рис. 1. Состав циркуляционной системы смазывания судового СОД, использующегося в качестве вспомогательного двигателя: 1, 5, 6 — масляный насос; 2 — масляный бак; 3 — масляный насос предпусковой прокачки; 4 — центрифуга; 7 — вспомогательный двигатель; 8, 9 — масляный фильтр; 10 — масляный холодильник; 11 — трехходовой кран; 12 — масляные фильтра

Основными эксплуатационными и реологическими характеристиками ММ, контроль которых обязателен в процессе эксплуатации дизеля, являются вязкость, плотность, кислотное число, температура вспышки, содержание воды и механических примесей. В процессе эксплуатации эти параметры постоянно изменяются, а их восстановление происходит либо за счет очистки масла, либо за счет добавления в масляную систему свежего масла (как чистого, так и со специальными присадками).

В связи с повышением мощности, изменением конструкции и усложнением эксплуатации современных дизелей условия работы масел стали более жесткими. В то же время, сроки замены масел непрерывно увеличиваются благодаря улучшению их качеств. Преждевременная замена масел экономически нецелесообразна, поскольку увеличивается их расход, затраты на техническое обслужи-

вание, запасные части и т.д. С другой стороны, увеличение срока службы масел приводит к повышенному износу деталей дизеля, что снижает его надежность и увеличивает отказы в работе. Определение оптимальной периодичности замены масел является длительной трудоемкой работой, и влечет за собой экономические и эксплуатационные издержки. Поэтому актуальным является решение задачи восстановления эксплуатационных характеристик масла в процессе его работы.

Периодическое добавление масла в процессе эксплуатации частично восстанавливает его первоначальные свойства. Через определенное время масло подлежит полной замене. Периодичность замены масла зависит от его свойств, типа дизеля, его технического состояния и условий эксплуатации, технического состояния масляной системы, способа фильтрации, используемого топлива и других факторов. Необходимость полной замены обусловлена потерей основных эксплуатационных качеств масла, т.е. его старением.

Периодичность замены масел устанавливают на основе тщательного изучения эксплуатационных свойств масел и их изменения в процессе эксплуатации. При этом периодичность замены масел пока недостаточно обоснована, т.к. на этапе проектирования масляной системы невозможно полностью учесть динамику процесса изменения физико-химических, эксплуатационных и реологических характеристик масла. Поэтому требуется корректировка сроков замены масел, установленных заводом-изготовителем, после достаточного накопления и изучения результатов эксплуатации.

Полная замена масла в судовых условиях требует вывода двигателя из эксплуатации, причем этот период включает не только саму процедуру замены масла, но и очистку поверхностей трения от эксплуатационных загрязнений. Выполнение этой задачи для главных двигателей происходит во время стоянки судна и может быть заранее запланировано с учетом характеристик груза и предстоящих грузовых операций. В связи с постоянной сменой нагрузки судовой электростанции, для вспомогательных дизель-генераторов длительный вывод из эксплуатации спрогнозировать достаточно тяжело. Поэтому для их смазочных систем наиболее эффективным является процесс периодического долива масла.

Как правило, в условиях эксплуатации ДВС долив масла в систему производится при достижении минимального уровня в картере (если дизель с «мокрым» картером) или в сточной цистерне (если

двигатель с «сухим» картером). Периодичность этого процесса составляет один раз в $5\div 7$ дней, в зависимости от типа смазочной системы и нагрузки на двигатель. При этом свежее масло, смешиваясь с маслом, имеющим определенный наработок в дизеле, полностью не восстанавливает эксплуатационные и реологические характеристики полученной таким образом смеси. Отклонения в этих параметрах тем больше, чем больше был срок между пополнением масла в системе.

В табл. 1 приведены данные по изменению эксплуатационных характеристик масла класса SAE30, используемого в смазочной системе судового дизеля S6A2 фирмы Mitsubishi.

Таблица 1. Эксплуатационные характеристики масла для «контрольного» дизеля

Показатель	Базовое значение	Время эксплуатации, час		
		50	100	150
Вязкость (кинематическая) при 100 °С, сСт	16	17,6	18,5	19
Плотность при 100°С, кг/м ³	920	880	855	840
Кислотное число, мгКОН/г	0,75	0,78	0,8	0,82

Как видно из табл. 1, значения всех параметров ухудшаются и с течением времени приближаются к максимально допустимым браковочным показателям. Таким образом, поддержание регламентированного времени долива масла в систему выводит двигатель на границу надежной работы системы, а в критической ситуации может привести к аварии.

В связи с этим в работе ставилась задача увеличения частоты долива масла в систему и параллельного определения эксплуатационных и реологических характеристик масла.

В состав вспомогательной дизель-энергетической установки судна, на котором проводились исследования, входили три однотипных дизель-генератора S6A2, что дало возможность проведения параллельных экспериментов с разной интенсивностью долива масла. Дизель-генераторы работали попеременно с практически одинаковой нагрузкой ($170\div 180$ кВт) с одинаковым временем эксплуатации в течение суток ($15\div 16$ часов). Учитывая энергоемкость исследуемых объектов, а также сложность процессов, протекающих в масляной системе, можно считать, что двигатели находились в одинако-

вых условиях проведения экспериментов, а полученные результаты можно признать корректными.

Первый дизель-генератор оставался «контрольным» и изменения в частоте долива масла в систему на нем не проводилось. Таким образом, данный дизель работал 150 часов без пополнения масляной системы. За данный период времени количество масла в системе не опускалось ниже предельного уровня, а эксплуатация двигателя проводилась с соблюдением всех предъявляемых требований. В масляную систему второго дизель-генератора масло до верхнего допустимого уровня доливалось через каждые 25 часов работы. В масляную систему третьего — через каждые 10 часов. Результаты, полученные во время эксперимента, отражены в табл. 2 и приведены на рис. 2. Значения вязкости, кислотного числа и плотности масла для их построения для удобства восприятия и сравнения с предельными величинами браковочных показателей переведены в относительные единицы.

Таблица 2. Эксплуатационные характеристики масла для «экспериментальных» дизелей

Показатель	Базовое значение	Время эксплуатации, час		
		50	100	150
Интервал долива масла 25 часов				
Вязкость (кинематическая) при 100 °С, сСт	16	16,9	17,3	17,4
Плотность при 100°С, кг/м³	920	890	880	875
Кислотное число, мгКОН/г	0,75	0,77	0,78	0,8
Интервал долива масла 10 часов				
Вязкость (кинематическая) при 100 °С, сСт	16	16,3	16,4	16,45
Плотность при 100°С, кг/м³	920	910	905	900
Кислотное число, мгКОН/г	0,75	0,755	0,76	0,765

Приведенные результаты свидетельствуют о положительном влиянии интенсивности долива масла в масляную систему на его эксплуатационные характеристики.

Следует также отметить лучшее состояние контактируемых поверхностей дизелей, имеющих более интенсивный долив масла. Так, при проведении плановых моточисток дизелей было установлено, что детали цилиндропоршневой группы и подшипников движения

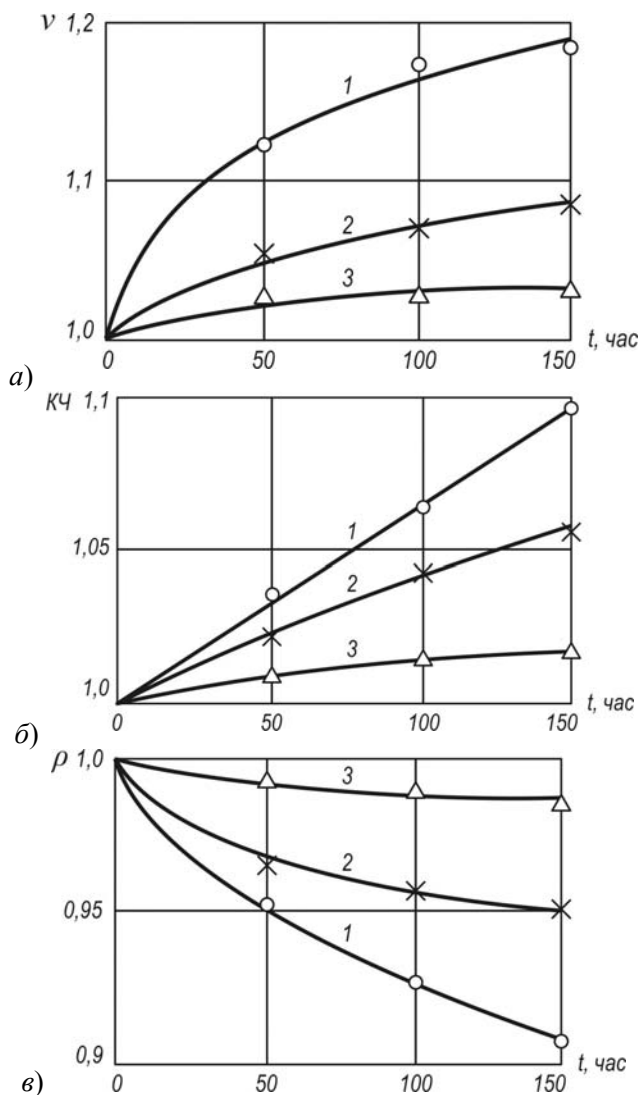


Рис. 2. Изменение вязкости (а), кислотного числа (б) и плотности (в) масла во время эксплуатации: 1 — «контрольный» дизель (долив масла через 150 ч работы); 2 — долив масла через каждые 25 ч работы; 3 — долив масла через каждые 10 ч работы

«экспериментальных» дизелей имеют меньшие нагароотложения и шероховатость поверхности чем «контрольный» дизель, что свидетельствует о более качественном процессе их смазывания. Таким

образом, более частоте пополнение масляной системы не только поддерживает и восстанавливает эксплуатационные и реологические характеристики масла, но и способствует более надежной работе судовых дизелей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кича Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях. – Владивосток: Мор. гос. ун-т., 2011. – 372 с.
2. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. – СПб.: Моркнига, 2007. – 135 с.
3. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: Транслит, 2009. – 256 с.
4. Мацкевич Д.В. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процесс эксплуатации среднеоборотного двигателя / Д.В. Мацкевич, С.В. Сагин, С.А. Ханмамедов //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Вып. 25. – Одеса: ОНМА. – 2010. – С. 109-118.

УДК 656.61.052

Голиков В.В., Обертюр К.Л., Сафин И.В.
ОНМА**СЦЕНАРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ОПЕРАТОРОВ
МОРСКОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ НА ПРИНЦИПАХ
ГАРАНТИРОВАННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
В ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЯХ**

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами. В настоящее время в условиях увеличивающейся интенсивности угроз в системе перевозок морского транспорта, особую актуальность приобретает разработка методологических основ прогнозирования и повышения гарантированной безопасности системы управления и эффективного функционирования морского транспорта.

С целью решения проблем в области обеспечения транспортной безопасности и в соответствии с требованиями Министерства инфраструктуры Украины (приказ 904 от 19.12.2003) определены основные принципы безопасности судоходства: приоритет интересов безопасности судоходства над хозяйственными и ведомственными интересами; верховенство права при решении конкретных задач безопасности судоходства; поддержание баланса интересов граждан, субъектов хозяйствования, государственных органов их взаимная ответственность в вопросах обеспечения безопасности. Приняты общие принципы гарантированного управления системой безопасности судоходства: системности; предупреждения; коллективизма; информированность; обнаружение и выявление причин; адекватности; ответственности.

В резолюции ИМО А.884(21) и её имплементация в нормативно-правовые акты Украины (приказ № 516 от 29.05.2006), представлены в виде руководства по расследованию морских аварий, которое содержит информацию о методах и процедурах процесса выявления причин происшествия. В структуре руководства имеются модели расследования с учетом человеческого фактора - SHELL, GEMS, а также Тахonomy of Error [1]. В связи с тем, что производственные элементы связаны между собой хронологически. Временной аспект является важным организующим фактором, поскольку события и обстоятельства, которые могут привести к несчастному случаю или инциденту, не обязательно находятся, как по времени, так и терри-

ториально, в непосредственной близости от места происшествия. Путем установления общего сценария вводятся элементы концепции Ризона, заключающиеся в противопоставлении явных и требуемых факторов событий. Поэтому расследование происшествия должно рассматриваться как средство установления не только непосредственных причин, но также недостатков в общем управлении эксплуатацией – от политики до осуществления. По этой причине расследования должны быть достаточно широкими, для того чтобы отвечать главным критериям истины.

Формулировка цели статьи и постановка задач исследования.

Целью настоящего исследования является повышение готовности операторов судовых энергетических систем уровня управления, путем внедрения в процесс тренинга теории гибких систем.

Задачи исследования: адаптация руководства ИМО по расследованию аварий к процессу тренинга операторов судовых энергетических систем уровня управления путем сценарного прогнозирования сложной системы управления в чрезвычайных ситуациях инверсным методом, а также разработка алгоритма проведения сценарного анализа с оценкой эффективности мероприятий направленных на повышение безопасности сложных объектов на основе взвешенных знаковых графов.

Изложение основного материала исследования с обоснованием полученных научных результатов.

Создание сценариев в автоматизированных системах управления при чрезвычайных ситуациях базируется на опережающем сценарном анализе альтернативных путей развития системы и ключевых факторов риска. В связи с тем, что судно является сложной иерархической системой, сценарный подход позволяет решать проблему комплексного предвидения развития ситуации с объектом и оценки возможных эффективных воздействий на будущее состояние системы в чрезвычайных ситуациях. Следовательно, сценарий показывает перспективную безаварийную картину возможного развития событий, разработанного с целью изучения причинно-следственных связей и тех моментов развития событий, которые, затем, требуют принятия решений [2]. Проблема управления в чрезвычайных ситуациях может быть решена путем декомпозиции катастрофического процесса на конечное число типовых сцен, выраженных законами их развития, путем перехода из одной в другую с использованием современных методов математического моделирования. Представим матема-

тическую конструкцию аварийной ситуации определяемую архитектурой системы, принципами и наполнением конкретным физическим смыслом с тем, чтобы иметь возможность разработки алгоритмов оптимизации управления в общем виде [3]. С использованием понятия сценарной методологии [4, 5] принимаем основную формальную конструкцию создания сценариев с элементами метанабора. Структурная схема формирования сценариев представлена на рис. 1. Теоретической основой сценарного анализа являются математические модели знаковых, взвешенных знаковых, функциональных знаковых орграфов [6].

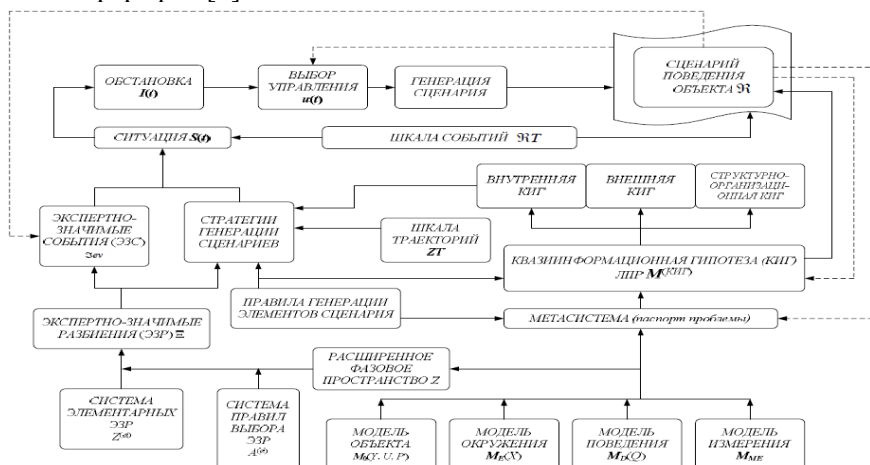


Рис. 1. Сценарная система и схема формирования сценария

В качестве примера рассмотрим поведение транспортного процесса морского судна как системы в условиях чрезвычайной ситуации. Контейнеровоз «RHL FIDELITAS», порт приписки Монровия, работающее под флагом Либерии. Судно построено в 2010 году в Китае на судовой верфи “Shanghai Jiangnan Changxing Heavy Industry Co”, оператор судна PHL Reederei Hamburger Lloyd GmbH & Co. KG/CVAV (Германия).

Характеристика операторов судовых энергетических систем уровня управления. Капитан (КМ) - работает в должности на борту «RHL FIDELITAS» с 28.04.2011 (количество дней на судне до происшествия - 19); образование высшее; женат; не судим; место рождения Хорватия; год рождения 1971. Старший механик (СТМ) - общий стаж работы СТМ с 1999 г.; в должности на борту «RHL FIDELITAS» с 17.02.2011, (количество дней на судне до происше-

ствия - 88); образование высшее; женат; не судим; место рождения Исландия; год рождения 1965. Старший помощник капитана (СПКМ) работает в должности на борту «RHL FIDELITAS» с 27.02.2011 (количество дней на судне до происшествия - 78); образование высшее; женат; не судим; место рождения Филиппины, год рождения 1977. Второй механик (2Мех) работает в должности на борту «RHL FIDELITAS» с 28.04.2011 (количество дней на судне до происшествия - 19); образование высшее; женат; место рождения Болгария; год рождения 1958.

Хронология происшествия и расположение его элементов по сценарию. Судно «RHL FIDELITAS» следовало в порт Одесса с места рейдовой якорной стоянки. В связи с этим перед началом маневров капитан находясь на мостике, а старший механик (СТМ) в ЦПУ, используя процедуры системы управления безопасности компании и судна, произвели подготовку пропульсивного комплекса и систем с дальнейшей проверкой работы ГД на передний ход (ПХ) и задний ход (ЗХ), а так же рулевой машины. Управление пропульсивным комплексом судна после предварительных проверок с ЦПУ, затем осуществлялось капитаном с мостика.

В дальнейшем, старший механик доложил на мостик о готовности МО к маневрам. Согласно автоматическим средствам контроля система ДАУ работала в нормальном режиме. Электро-обеспечение судна обеспечивало 3 дизель-генератора, что соответствует 75% от общего объема энерговооруженности судовой электростанции. Затем судно проследовало к месту посадки лоцмана, который в итоге был взят на борт. Далее при приближении судна к порту лоцман указал капитану на то, что судно находится на 320 метров левее от запланированного маршрута и движется с повышенной скоростью около 8,7 узлов. Затем, благодаря работе буксиров и расположения их относительно судна согласно схеме буксировки, скорость снизилась и составила 7,8 узлов. Затем, благодаря работе буксиров и расположения их относительно судна согласно схеме буксировки, скорость снизилась и составила 7,8 узлов. Примерно в 07:04 часа перед подходом до линии ворот порта (зеленый знак волнолома – Воронцовский маяк) скорость движения судна уже составляла 7 узлов, ГД находился в положении «СТОП». Для разворота судна вправо и погашения скорости судна с последующей швартовки к причалу №2 правым бортом судна, лоцман порекомендовал капитану судна проинформировать реверс двигателя на самый малый назад (СМЗХ) и начать

работу подруливающего устройства на полную мощность вправо. Выполняя эти рекомендации, капитан переместил рычаг управления ГД на СМЗХ и одновременно переложил рычаг управления подруливающим устройством на 100% его номинальной мощности. В итоге, система ДАУ определила неисправность в электронном регуляторе оборотов ГД и произвела блокировку подачи топлива в двигатель. Для получения рекомендаций капитан обсудил данную проблему по телефону с СТМ находящегося в ЦПУ. В дальнейшем до момента аварии информационного обмена между КМ и СТМ не происходило. Согласно рекомендации СТМ, капитан переместил рычаг телеграфа управления ГД на мостике в положение «STOP» что, по его мнению, дает возможность снятия защитной блокировки пуска двигателя. В соответствии с этим действием сигнализация и блокировка пуска ГД вернулись в рабочее состояние. При произведенном с мостика повторный старт ГД на ЗХ был также неудачным, с одновременным выходом сигнализации и блокировки регулятора оборотов ГД. Последующие затем шесть реверсов ГД на ЗХ произведенные капитаном с мостика, также не обеспечили движение судна на задний ход. Следует отметить, со слов капитана, что индикатор оборотов регистрировал вращение винта на передний ход. Вследствие этих действий был израсходован пусковой воздух до нижнего допустимого уровня 1,6 МПа. Причем система ДАУ производила проворачивание двигателя на воздухе, но после этого двигатель останавливался без перехода на топливо. В итоге пуски ГД стали происходить на минимальном низком уровне давления в системе пускового воздуха, т.к. компрессора пускового воздуха не успевали восполнять его количество. Одновременно с этими действиями, связанных с попытками проведения реверсов ГД, а также ввиду их бесперспективности и угрозы столкновения судна с причалом были применены активные меры торможения т.к. отдан правый якорь, работа всех буксиров была переведена на полную мощность. В финале принятые меры были не способны полностью погасить инерцию судна за тот промежуток времени и 15.05.2011 около 07:07 часов судно своей бульбой навалилось на причал №1 Одесского морского торгового порта (ОМТП) и лоцманский катер «Скорый». Вдобавок, в этот момент на судне произошло обесточивание. После процедуры оживления судна в 07:09 часов, управление ГД было передано с мостика на местный пост (МП) управления двигателем в МО. Осуществленный затем старт двигателя в ручном режиме с МП управ-

ления на ПХ, ЗХ, показал нормальную и устойчивую работу двигателя в соответствии с заданием телеграфа без замечаний.

Этап 1. В соответствии с представленной информацией выше, сгенерируем сценарий поведения модели в системе S на основе методологии сценарного прогнозирования. В качестве объектов управления рассматривается управляемая система, ее подсистемы и элементы. Субъектом управления являются действия операторов транспортного процесса (табл. 1). Анализ эффективности морского транспортного процесса на примере чрезвычайной ситуации с судном в акватории морского порта представлен в табл. 2. В соответствии с методикой разделим на сцены действий субъектов управления. S_i – навал судна на причал. S_1 – действия персонала в стеснённых условиях при угрозе столкновения с причалом; S_2 – действия персонала при отказе главного двигателя; S_3 – действия персонала при подходе к порту; S_4 – действия персонала при подходе к месту взятия лоцмана; S_5 – действия персонала при подготовке судна к рейсу.

Таблица 1. Операторы, участвующие в транспортном процессе морского судна

Экипаж	Участники транспортного процесса
Капитан (КМ)	Лоцман оператор диспетчер (ЛО)
Старший механик (СТМ)	Лоцман портовый (ЛП)
Старший помощник (СПКМ)	Капитан порта (КП)
Второй механик (2Мех)	Капитан буксира (КМБ)
Вахтенный механик (ВМ)	Сервисный инженер ГД (СИ)
Вахтенный помощник капитана (ВПК)	Технический суперинтендант (ТС)
	Назначенное лицо на берегу (ДРА)

Модель операторного графа G сценарного прогноза развития происшествия с судном, которое столкнулось с причалом (рис. 2). Сплошными стрелками изображены отношения типа «положительная связь», т.е. увеличение (уменьшение) параметров в одной вершине приводит к увеличению (уменьшению) значений параметров в связанной с ней непосредственно вершине.

Этап 2. Проведем анализ эффективности сценариев развития чрезвычайной ситуации морской транспортной системы при различных вариантах принятия управленческих решений, в предлагаемом наборе характеристик развития аварии (табл. 3). Представленная модель позволяет определить эффективные механизмы управления.

Таблица 2. Определение причинных факторов происшествия

Si Происшествие, столкновение судна с причалом	Люди	Окружающая среда	Оборудование	Процедуры
	KM-DPA STM-TC	KM-KП	STM-СИ	СУБ компании
S1 действия персонала в стесненных условиях при угрозе столкновения с причалом	KM-STM, KM-KMB, KM-ЛП	Стесненные условия акватория порта		Аварийный план, работа с буксирами
S2 действия персонала при отказе главного двигателя	KM-ЛП, KM-STM		Ошибка ДАУ, отказ реверса ГД	KM- невыполнение аварийного плана
S3 действия персонала при подходе к порту	KM-ЛП			KM- невыполнение passage plan
S4 действия персонала при подходе к месту взятия лоцмана	KM-ЛО			KM невыполнение рекомендаций ЛО
S5 действия персонала при подготовке судна к рейсу				KM, STM, BM, ВПК

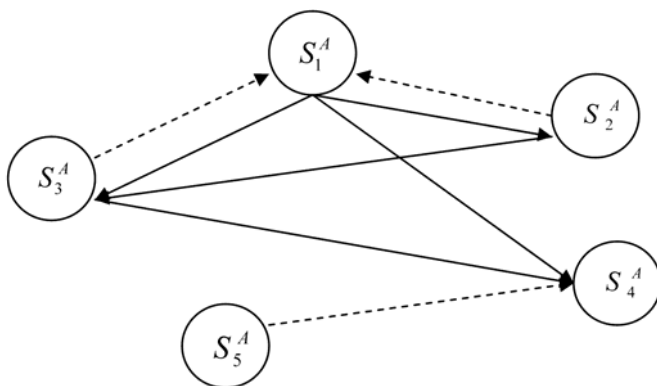


Рис. 2. Граф состояния морской транспортной системы в чрезвычайном состоянии (штрихпунктирные линии отражают «отрицательную связь», т.е. противоположный эффект)

Таблица 3. Определение эффективности принципа гарантированной безопасности

		СТМ	ЛП	ЛО	КП	КМБ	DPA	СИ
S1	Синерг. (с)							
	Нейтр. (н)		+	+	+			
	Антагон. (а)	+				+	+	
S2	с							
	н	+	+		+	+		
	а							+
S3	с							
	н		+					
	а			+			+	
S4	с							
	н							
	а			+				
S5	с	+						
	н							
	а						+	

Результаты оценки эффективности деятельности операторов судовых эргатических систем на принципах гарантийной безопасности в чрезвычайных ситуациях показал (рис. 3), что в первом случае, синергетический метод управления, внесенный в вершину 1, породил отрицательную и устойчивую связь по отношению к процессу развития происшествия.

Во втором случае нейтральный метод порождает монотонный резонанс положительных и отрицательных связей. Выявлено, что теперь, импульсные воздействия на аварию проявляются устойчиво на различных ступенях развития системы. В третьем случае при антагонистическом методе коллективного управления происходит стабильно – устойчивое состояние положительных связей, способствующих переходу на следующий этап развития происшествия.

Таким образом, для решения задач управления причинно-следственного характера применим модель поведения системы на основе «закона муравья на дереве», который определяет переход сознания человека из будущего – в настоящее и прошлое [7], путем использования инверсного метода в сценарном прогнозировании. В связи с этим достаточно знать область безаварийной перспективы развития событий, от которой может быть осуществлен переход в текущее состояние системы, который представляет четкую синерге-

тическую направленность процесса принятия решения при коллективном методе управления, удовлетворяющий принципам гарантированной безопасности судоходства в условиях чрезвычайных ситуаций.

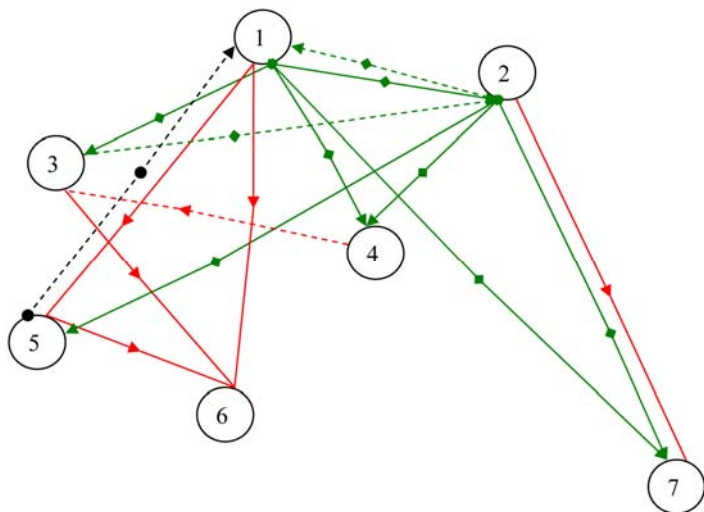


Рис. 3. Граф состояния системы в соответствии с принципом командного управления

Выводы и перспектива дальнейшей работы по данному направлению. Предложена декомпозиция оценки эффективности гарантированных принципов управления, позволяющая рассматривать выбор эффективных стратегий поведения иерархических морских транспортных систем, на каждом иерархическом уровне можно генерировать самостоятельные процедуры формирования сценариев. Такие средства анализа позволяют в режиме реального времени эффективно решать проблемы присущие процессу управления морской транспортной системой в условиях чрезвычайных ситуаций. В дальнейших исследованиях по повышению гарантированной безопасности в процессе подготовки операторов судовых энергетических систем требуется дополнительное исследование по повышению навыков прогнозирования ситуаций на будущее.

ЛИТЕРАТУРА

1. ИМО Кодекс по расследованию морских аварий и инцидентов, Резолюция А.884.(21)

2. Качинский А.Б. Засади системного аналізу безпеки складних систем / Качинский А.Б. - К.: ДП “НВЦ “Євроатлантикінформ”, 2006. - 336 с. (Формування і реалізація державної політики управління процесами європейської та євроатлантичної інтеграції України).
3. Величенко В.В. К проблеме управления катастрофами./ Величенко В.В. / Доклады РАН. - 1996. -349, №6. – С. 732-735.
4. Кононов Д.А. Модели и методы анализа сценариев развития социально-экономических систем в АСУ ЧС/ Кононов Д.А., Косяченко С.А., Кульба В.В. Автоматика и телемеханика. / 1999. № 9. – С. 122-135.
5. Кононов Д.А. Сценарии поведения сложных систем в чрезвычайных ситуациях / Кононов Д.А., Кульба В.В., Малинецкий Г.Г./ 2001. №5. – С. 4-18.
6. Управление риском: Устойчивое развитие. Синергетика.- Серия: «Кибернетика: неограниченные возможности и возможные ограничения». - М.: Наука, 2000. - 431с.
7. Голиков В.В. Системный подход к проблеме безопасного управления судном // Судовождение: Сб. научн. трудов./ ОНМА, Вып. 17. – Одесса: «ИздатИнформ», 2009. –51–58с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Ткач Ю.И. Гидродинамические характеристики двухфазных сред в системах впрыскивания дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 5-10.

В работе описаны особенности распространения возмущений в жидкости с пузырьками газа. Рассмотрено влияние двухфазности топлива на процессы впрыскивания в дизелях.

Илл. 5. Список лит. 3.

Polovinka E.M., Tkach I.I. Hydrodynamic characteristics of two-phase medium in diesel fuel injection systems // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 5-10.

This paper describes propagation features of disturbances in a liquid with gas bubbles. The influence of the two-phase state of a fuel on injection processes in diesel engines was reviewed.

Fig. 5. Bibl. 3.

УДК 629.123

Старостин С.Н., Осташко Е.А., Леонов В.В. Сепарация льяльных вод на основе процесса искусственной суперкавитации // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 11-27.

Приведен анализ существующих методов сепарации судовых льяльных вод и дано описание разработанного метода, основанного на использовании процесса суперкавитации. Сформулированы основные результаты теоретических и натурных исследований по описанию поведения потока судовых льяльных вод внутри рабочей камеры кавитатора.

Рис. 8. Табл. 1. Библ. 4.

Starostin C.N., Ostashko E.A., Leonov V.V. Separation of Bilge Water on the Base of Artificial Cavitation Process // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 11-27.

An analysis of existing methods of ship bilge water separation was done and a description of the developed method based on the use of the supercavitation process. The basic theoretical and experimental studies for describing the behavior of ship bilge water flow inside the cavitator working camera are formulated.

Fig. 8. Tabl. 1. Bibl. 4.

УДК 629.123

Колегаев М.А., Зуев С.В., Малахов А.В., Маслов И.З., Бендебера Ф.А. Конструктивные особенности судовой системы, использующей импульсные скачки давления // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 28-37.

Рассмотрен вариант использования системы гидромеханического размыва грунтовой пульпы, основанный на использовании волн ударного давления. Приведено описание конструктивной схемы и показано, что основными элементами системы являются сопловые насадки. Сформулированы основные

направления работ по исследованию характеристик силового взаимодействия напорной струи с грунтом.

Рис. 3. Табл. 2. Библ. 6.

Kolegaev M.A., Zuev S.V., Malahov A.V., Maslov I.Z., Starostin C.N., Bendeberya F.A. Construction Features of Ship System Based on Impulse Pressure Waves // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 28-37.

There was considered the variant of fluid mechanics system for split washing of soil pulp which is based on the pressure strike wave usage. A description of construction scheme done and it was shown, that main elements of the system are cones. There were formulated main directions of the investigation works according to force interaction between jet and the soil.

Fig. 3. Tabl. 2. Bibl. 6.

УДК 621.431.74

Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Головань А.И., Карьянский С.А. Спектральный анализ виброакустических сигналов судового дизеля с турбонаддувом // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 38-46.

Рассматривается применение методов спектрального анализа для оценки частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом. Метод основан на анализе виброакустических сигналов дизеля и турбины наддува. Численно решается задача устранения эффекта «утечки», возникающего в результате дискретного преобразования Фурье.

Рис. 4. Табл. 2. Библ. 2.

Varbanets R.A., Ivanovsky V.G., Golovan A.I., Karyansky S.A. Spectral analysis of frequency characteristic of marine diesel engines with turbo // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 38-46.

We consider an alternative method for determining the frequency of rotation of the crankshaft and the turbine rotor supercharger in the system for monitoring marine diesel engine with a turbocharger. The method is based on an analysis of the spectral characteristics of vibroacoustic signal of the combined engine. Numerically solve the problem of eliminating the effect of "leakage" resulting from the discrete Fourier transform.

Fig. 4. Tabl. 2. Bibl. 2.

УДК 621.181.29

Чимшир В.И., Лихогляд К.А., Данилян А.Г. Современная технология заморозки и перевозки скоропортящихся грузов в рефконтейнерах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 20. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 47-57.

Разработана конструктивная модель современной системы быстрой заморозки рыбы и мяса для их последующей транспортировки в рефконтейнерах. Для комплектации рефконтейнера предложена система быстрого замораживания с одноступенчатым компрессором, работающим на смесевом хладагенте. Подо-

бран хладагент, отвечающий требованиям безопасности и возможности использования его в условиях транспортировки морем. Предложена конструктивная схема рефконтейнера.

Ил. 7. Библ. 6.

Chymshyr V.I., Likhogliad K.A., Danilian A.G. Modern Technology of Perishable Freights Freezing and Transportation in Refrigerator Containers // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 47-57.

The construction model of modern fish and meat quick freezing system for their further transportation in refrigerator containers is developed. The quick freezing system with one stage compressor that uses compound cooling agent is suggested. The cooling agent was selected that meets safety specifications and may be used at sea transportation conditions. The construction of refrigerator containers is introduced.

Fig. 7. Bibl. 6.

УДК 621.436

Кисарова А.И. Моделирование функционирования МОД в рамках ограничительных характеристик // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 58-69.

Рассмотрены ограничительные характеристики малооборотных двигателей, представлен укрупненный алгоритм, позволяющий моделировать работу двигателя при различных условиях эксплуатации судна.

Ил. 3. Библ. 10.

Kisarova A.I. Modeling of Low Speed Diesels Operating within the Scope of its Restrictive Characteristics // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 58-69.

Restrictive characteristics of low-speed engines are considered, the enlarged algorithm is presented that makes it possible to simulate engine operation under different ship operating conditions.

Fig. 3. Bibl. 10.

УДК 629.12

Завьялов А.А., Небеснов В.В. Режимы работы пропульсивной установки судна в условиях ограниченного фарватера // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 70-74.

Рассматриваются особенности режимов работы пропульсивной установки судна при движении в узкостях. Показан практический метод определения допустимого режима работы главного двигателя без перегрузки в этих условиях.

Табл. 3. Ил. 3. Библ. 3.

Zavialov A.A., Nebesnov V.V. Ship Propulsion Plant Operation Modes at Limited Fairway // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 70-74.

The peculiarities of ship propulsion plant operation modes are analyzed at ship's movement through narrow channels. Practical method of determination of the valid operation mode of main engine in such conditions without overloading is proposed.

Fig. 3. Tabl. 3. Bibl. 3.

УДК 621.431.74

Лалетин Е.Л. Прогнозирование потока отказов судовых главных малооборотных дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 75-79.

Рассмотрена методика оценки надежности дизеля в целом и его элементов, в частности, характеризующаяся потоками отказов с восстановлением.

Ил. 1.

Laletin Y.L. Failure Flow Prediction of Marine Low Speed Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 75-79.

The estimation method of diesel reliability as a whole as well as its elements is considered. The method is particularly characterized by failure flows with recovery.

Fig. 1.

УДК 624.073

Захарова З.Д. Изгиб по цилиндрической поверхности свободно опертой трехслойной пластины // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 80-83.

Трехслойные конструкции с легким наполнителем, при сравнительно небольшом весе, обладают большой изгибной жесткостью. Поэтому широко применяется в авиа- и судостроении. Приведенные расчёты могут быть использованы при исследовании изгиба неразрезных пластин.

Ил. 1. Библ. 3

Zakharova Z.D. Bending of Simply Supported Three Layered Plate by Cylindrical Surface // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 80-83.

Three layered structures with light filler, compared to its rather small weight possess great bending stiffness thus being widely used in aircraft and ship building. Derived calculations may be used when investigating non-slit plate bending.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 681.586.773:537.228.1

Миусов М.В., Ланчуковский В.И. Системы управления современным главным двигателем // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 84-91.

Рассмотрены особенности работы систем управления главным судовым дизелем в различных условиях.

Ил. 5. Библ. 2.

Miyusov M.V., Lanchukovsky V.I. Control Systems of Modern Main Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 84-91.

The specific features of running control systems of modern main engines at different working modes are considered.

Fig. 5. Bibl. 2.

УДК 62-932.2

Никольский В.В., Оженко Е.М., Лысенко В.Е., Никольский М.В. Оценка возможности применения пьезогенератора в составе судового дизеля // Судовые

энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 92-97.

Проведена оценка возможности применения пьезогенераторов в составе судового дизеля, способных повысить энергетическую и экологическую эффективность дизелей.

Илл. 8. Табл. 1. Библ. 10.

Nikolskiy V.V., Ozhenko Y.M., Lisenko V.Y., Nikolskiy M.V. The Estimation of the Possibility of Use Piezogenerator in Marine Diesel // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 92-97.

The capabilities of piezoelectric generators as a part of ship's diesel that can increase power and ecological performance of diesel engines.

Fig. 8. Tabl. 1. Bibl. 10.

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А. Расходные характеристики каналов последних ступеней турбины // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 98-105.

Рассмотрены пути оптимизации расходных характеристик каналов последних ступеней турбины. Приведено сравнение расчетных и экспериментальных данных.

Ил. 5. Табл. 1. Библ. 7.

Garagulia B.A. Throttling Characteristics of the Channels of Last Turbine Stages // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 98-105.

The ways of optimization of throttling characteristics of the channels of last turbine stages are investigated. The comparison of calculated and experimental data is given.

Fig. 5. Tabl. 1. Bibl. 7.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М. Моделирование процессов смазывания сопряжений ЦПГ при эксплуатации судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 106-115.

Приведены результаты теоретических исследований по разработке математической модели ламинарного режима течения пленки масла по поверхности зеркала цилиндра.

Ил. 3. Библ. 4.

Bogach V.M. Моделирование Modeling of Lubrication Processes in Piston-Cylinder-Unit at Running Marine Diesels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 106-115.

The results of theoretical research on developing a mathematical model of laminar flow regime of lubricating oil at cylinder face are presented.

Fig. 3. Bibl. 4.

УДК 621.891

Тараната В.В. Пути повышения информативности ускоренных испытаний трибоповерхностей средств транспорта при ремонте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 116-123.

Рассмотрено существующее положение в проведении ускоренных испытаний в условиях ремонта средств транспорта. Предложен и подтвержден экспериментально ряд мер, позволяющих без заметного увеличения стоимости увеличить поток информации, получаемой при их проведении.

Илл. 7. Библ. 8.

Tarapata V.V. The Ways of Increasing Information Value of Accelerated Tests of Tribosurfaces of Transport Means at Repair // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 116-123.

The state of accelerated tests after repair of transport means is analyzed. A number of actions is proposed and experimentally confirmed that make it possible to increase dataflow from such tests without noticeable increase in tests value.

Fig. 7. Bibl. 8.

УДК 629.123

Баширов Р.Д., Ахундов М.Б., Мустафаева Е.М. Конструкционное торможение трещины конструкций судовых энергетических установок с учетом процесса повреждаемости и агрессивности содержимого продукта // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 124-137.

Сформулирована и решена задача о конструкционном торможении одиночной трещины в конструкции трубопроводного элемента судовой энергетической установки с учетом процесса повреждаемости материала пластинки и при воздействии внешней агрессивной среды разупрочняющего характера на поверхность трещины.

Ил. 4. Библ. 9.

УДК 629.123

Bashirov R.D., Akhundov M.B., Mustafayeva Y.M. Constructive Braking of Crack in Ship Power Plants Constructions Taking into Consideration the Damageability and Product Aggressivity // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 124-137.

The problem concerning constructive braking of single crack in the piping of marine power plant was formulated and solved taking into consideration the damageability and outer product aggressivity.

Fig. 4. Bibl. 9.

УДК 621.431.74

Абоleshkin С.Е. Показатели технического уровня судовой энергетической установки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 138-145.

Приведен анализ показателей технического уровня и состояния судовой энергетической установки. Показаны пути совершенствования методов оценки технического состояния.

Табл. 2. Библ. 6.

Aboleshkin S.Y. The Technical Level Indicators of Marin Power Plant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 138-145.

The analysis of technical level and technical state indicators of marine power plant are presented. The ways of perfection of such methods are discussed.

Tabl. 2. Bibl. 6.

УДК 621.436.1:532.135

Козицкий С.В., Кириян С.В. Повышение эксплуатационной надежности демпферов крутильных колебаний судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 146-152.

Приведен расчет момента сил вязкого трения, возникающего в силиконовой жидкости при демпфировании крутильных колебаний. Проанализировано влияние реологических свойств силиконовой жидкости на работу демпферов и предложены пути повышения эксплуатационной надежности последних.

Ил. 3. Библ. 9.

Kozytskyi S.V., Kiriyan S.V. Maintainability Growth of Marine Diesel Engine Torque Vibration Damper // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 146-152.

The moment of viscous friction appearing in silicone fluid during the damping of torsional vibrations is estimated. The influence of silicone fluid rheological properties upon effectiveness of dampers is analysed and ways of maintainability growth of the latest are proposed.

Fig. 3. Bibl. 9.

УДК 629.123.56: 628.394.6:628.515

Абрамов В.А. Усовершенствование технологии стабилизационной обработки кислотных промывочных вод из систем инертных газов танкеров, перед их удалением за борт // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 153-174.

Проведен подробный анализ и сравнение известных и предлагаемой технологий стабилизационной обработки промывочных вод после скрубберов СИГ танкеров перед удалением их за борт. Осуществлены необходимые расчёты и построены соответствующие графические зависимости. Показана перспективность использования предлагаемой технологии в практике технической эксплуатации флота.

Табл. 3. Ил. 4. Библ. 8.

Abramov V.A. Perfection of Stabilization Technology Acid Scourage Water from Tanker Inert Gas System Treatment before Their Moving Away // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 153-174.

The detailed analysis and comparison of known and proposed stabilization technology of scourage water from tanker inert gas system treatment before their moving away is given. The necessary calculations and diagrams are presented. The perspectives of using new technology are demonstrated.

Tabl. 3. Fig. 4. Bibl. 8.

УДК 621.436

Пичурин Н.Б., Ханмамедов С.А. Коэффициент карнотизации рабочих циклов судовых дизелей как показатель их технического состояния // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 175-176.

Рассматривается проблема улучшения технической эксплуатации судовых двигателей внутреннего сгорания. Предлагается использовать сравнение рабочего

процесса в цилиндре двигателя с соответственным циклом Карно в системах технической диагностики.

Ил. 1. Библ. 5.

Pichurin N.B., Khanmamedov S.A. Coefficient of Carnotisation of Marine Engines Working Cycle's as a Parameter of Technical State // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 175-176.

The problem of technical operating improvement of marine internal combustion engines is discussed. The comparison of working process in the cylinder with Carnot Cycle In the systems of technical diagnostics is offered.

Fig. 1. Bibl. 5.

Ерыганов А.В. Принципы мониторинга смещения вала дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 177-179.

В статье обосновывается выбор типа датчика для мониторинга радиального и осевого смещения вала. Приводится описание принципиального устройства выбранного датчика.

Ил. 1. Библ. 2.

Yeryganov O.V. Monitoring Principals of Crankshaft Shifting // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 177-179.

It has been reasoned the type of sensor for monitoring of displacement of crankshaft. Common description of suggested sensor is also given.

Fig. 1. Bibl. 2.

УДК 621.436

Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Использование топливных присадок в судовых дизелях // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 180-186.

Рассмотрены вопросы применения присадок к топливу для судовых дизелей. Приведена экспериментальная схема ввода присадок в топливную систему судового среднеоборотного дизеля. Выполнено исследование влияния топливных присадок на экономические и энергетические показатели работы дизеля.

Табл. 1. Ил. 5. Библ. 3.

Sagin S.V., Zablotsky Y.V. The Use of Fuel Additives in Marine Diesels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 180-186.

The problems of fuel additives for marine diesel engines are discussed. It shows the experimental system of additives in the fuel system of ship medium-speed diesels. Study the effect of fuel additives on the economic and energy performance of the diesel engine.

Tabl. 1. Fig. 5. Bibl. 3.

УДК 621.436.004

Мацкевич Д.В. Влияние интенсивности долива масла в циркуляционную систему на его эксплуатационные и реологические характеристики // Судовые энер-

гетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 187-193.

Рассмотрены вопросы восстановления эксплуатационных и реологических характеристик смазочных масел применяемых в циркуляционных системах смазывания судовых среднеоборотных дизелей. Приведены результаты исследований по изменению вязкости, плотности и кислотности числа масла при разном времени пополнения масляной системы свежих масел.

Табл. 2. Ил. 2. Библ. 4.

Matskevich D.V. The Influence of Adding Oil to Circulation System on Its Operating and Rheological Characteristics // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 187-193.

The problems of maintenance and restoration of the rheological characteristics of lubricating oils used in circulation systems lubricating marine medium-speed diesels. The research results of the change in viscosity, density and acidity of the oil at a different time of replenishment oil system fresh oils.

Tabl. 2. Fig. 2. Bibl. 4.

УДК. 656.61.052

Голиков В.В., Обертур К.Л., Сафин И.В. Сценарное исследование деятельности операторов морской транспортной системы на принципах гарантированной безопасности в чрезвычайных ситуациях // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С. 194-203.

Предложена методика повышения готовности операторов эргатических систем уровня управления путем применения теории гибких систем. В соответствии с руководством расследований морских аварий разработана модель формирования сценарного прогнозирования поведения морской транспортной системы в чрезвычайных ситуациях. На примере аварийного происшествия предложен алгоритм оценки эффективности действий лиц, принимающих решения на принципах гарантированной безопасности, используя инверсный метод сценарного анализа.

Илл. 3. Табл. 3. Библ. 7.

УДК. 656.61.052

Golikov V.V., Obertyur K.L., Safin I.V. Scenario study activities operators of the marine transportation systems on the principle of guaranteed safety in emergency situations // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 30. – Odessa: ONMA. – P. 194-203.

A method increasing the readiness of operator's shipboard ergative systems of management level by applying the theory of flexible systems is offered in the article. In according to guidance of investigation marine casualty is developed model scenario of prediction and behavior marine transportation system in emergency situations. On the example of an emergency incident proposed the algorithm of assessment the effectiveness of actions decision-makers on the principle of guaranteed security using the inverse method of scenario analysis.

Fig.3. Tab.3. Bibl.7.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется на электронном носителе в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подписуемых подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 11 пт; таблицы, заголовки таблиц, подписуемые подписи — 10 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 11 пт, увеличенный — 16,5 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 10 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 10 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 10 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на диске в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 30.

Подписано к печати 30.11.2012. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зак. № И12-12-52.

ОНМА, центр „Видавінформ”
Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua